

This Page Is Inserted by IFW Operations  
and is not a part of the Official Record

## **BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

As rescanning documents *will not* correct images,  
please do not report the images to the  
Image Problem Mailbox.

**Braking force control system for an automotive vehicle**

Patent Number: ☐ US6070952  
Publication date: 2000-06-06  
Inventor(s): ITOH TAKAYUKI (JP); FUKAMI MASANOBU (JP); TOZU KENJI (JP); YAMAZAKI NORIO (JP); YASUI YOSHIYUKI (JP)  
Applicant(s): AISIN SEIKI (JP)  
Requested Patent: ☐ DE19719466  
Application Number: US19970853458 19970509  
Priority Number (s): JP19960140709 19960510  
IPC Classification: B60T8/24; B60T8/48; B60T8/60  
EC Classification: B60T8/00B10H  
Equivalents: ☐ JP9301142

**Abstract**

The present invention is directed to a braking force control system for an automotive vehicle having a hydraulic braking pressure control apparatus which is provided for applying the braking force to each of front and rear wheels of the vehicle at least in response to depression of a brake pedal. A desired yaw rate is set in accordance with a motion of the vehicle, and an actual yaw rate of the vehicle is measured. A varying rate of the desired yaw rate is calculated, and a varying rate of the actual yaw rate is calculated. Then, a deviation between the varying rate of the desired yaw rate and the varying rate of the actual yaw rate is calculated. And, a limitation unit is provided for actuating the hydraulic braking pressure control apparatus to limit the varying rate of the actual yaw rate by applying the braking force to at least one of the wheels, when the deviation exceeds a predetermined value. The limitation unit may be so constituted as to apply the braking force to a front wheel of the wheels which is located on the outside of a curve in the vehicle's path.

Data supplied from the esp@cenet database - I2

19 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENTAMT

12 Offenlegungsschrift  
10 DE 197 19 466 A 1

51 Int. Cl.<sup>8</sup>:  
B 60 T 8/24  
B 60 T 8/48  
B 60 T 8/60  
B 60 T 7/12

21 Aktenzeichen: 197 19 466.4  
22 Anmeldetag: 7. 5. 97  
43 Offenlegungstag: 4. 12. 97

DE 197 19 466 A 1

30 Unionspriorität:

P 8-140709 10.05.96 JP

71 Anmelder:

Aisin Seiki K.K., Kariya, Aichi, JP

74 Vertreter:

Tiedtke, Bühling, Kinne & Partner, 80336 München

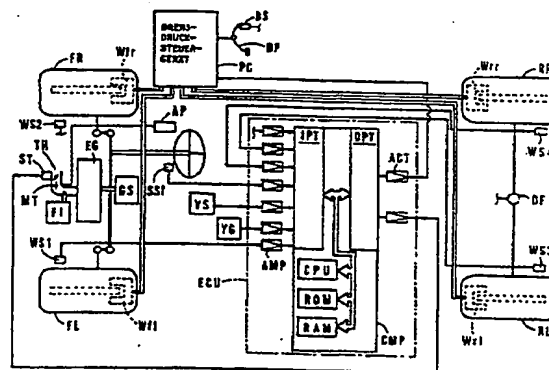
72 Erfinder:

Tozu, Kenji, Yokkaichi, Mie, JP; Yasui, Yoshiyuki, Kariya, Aichi, JP; Fukami, Masanobu, Aichi, JP; Itoh, Takayuki, Nagoya, Aichi, JP; Yamazaki, Norio, Kariya, Aichi, JP

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

54 Bremskraftsteuersystem für ein Kraftfahrzeug

57 Die vorliegende Erfindung bezieht sich auf ein Bremskraftsteuersystem für ein Kraftfahrzeug mit einem hydraulischen Bremsdrucksteuergerät (PC), das zum Aufbringen einer Bremskraft auf jedes der Vorder- und Hinterräder (FR, FL, RR und RL) des Fahrzeugs zumindest im Ansprechen auf ein Niederdrücken eines Bremspedals (BP) vorgesehen ist. Eine erwünschte Gierrate wird gemäß einer Bewegung des Fahrzeugs eingestellt und eine tatsächliche Gierrate des Fahrzeugs wird gemessen. Eine Veränderungsrate der erwünschten Gierrate und eine Veränderungsrate der tatsächlichen Gierrate wird berechnet. Dann wird eine Abweichung zwischen der Veränderungsrate der erwünschten Gierrate und der Veränderungsrate der tatsächlichen Gierrate berechnet. Eine Begrenzungseinheit (LM) ist zum Betätigen des hydraulischen Bremsdrucksteuergerätes (PC) vorgesehen, um die Veränderungsrate der tatsächlichen Gierrate zu begrenzen, indem die Bremskraft auf zumindest eines der Räder (FR, FL, RR und/oder RL) aufgebracht wird, wenn die Abweichung einen vorbestimmten Wert überschreitet. Die Begrenzungseinheit (LM) kann so aufgebaut sein, daß sie die Bremskraft auf ein Vorderrad (FR oder FL) aufbringt, das in der Fahrzeugspur an der Außenseite einer Kurve angeordnet ist.



DE 197 19 466 A 1

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

BUNDESDRUCKEREI 10. 97 702 049/571

27/25

## Beschreibung

Die Erfindung bezieht sich auf ein Bremskraftsteuersystem für ein Kraftfahrzeug und insbesondere auf ein Bremskraftsteuersystem, das zum Aufrechterhalten einer Eigenschaft einer Lenksteuerung zum Halten einer Fahrzeugspur trotz einer schnellen Gierratenänderung des Fahrzeugs angepaßt ist, indem eine Bremskraft auf zumindest eines der Räder des Fahrzeugs unabhängig vom Niederdrücken eines Bremspedals aufgebracht wird.

Seit kurzem werden Fahrzeuge mit einem Fahrzeugbewegungssteuersystem zum Steuern der Bremskraft, die auf das Fahrzeug zum Ausführen einer Anti-Schlupfsteuerung, einer Traktionssteuerung, einer Front-Heckbremskraftverteilungssteuerung und dergleichen aufgebracht wird, versehen. Beispielsweise offenbart das U.S. Patent Nr. 4 898 431 ein Gerät zum Steuern der Bremskraft durch die Verwendung eines Bremssteuersystems, das den Einfluß der Seitenkräfte auf das Fahrzeug kompensiert. Das Gerät ist so aufgebaut, daß es die auf das Fahrzeug aufgebrachte Bremskraft durch das Bremskraftsteuersystem im Ansprechen auf einen Vergleich einer erwünschten Gierrate mit einer tatsächlichen Gierrate steuert, wodurch die Fahrzeugstabilität während des Verlaufs einer Fahrzeugbewegung, wie beispielsweise eines Kurvenfahrens, verbessert ist.

Im allgemeinen wird "Übersteuern" und "Untersteuern" zum Bezeichnen einer Fahrzeuglenkeigenschaft verwendet. Wenn das Übersteuern während einer Fahrzeugbewegung, wie beispielsweise eines Kurvenfahrens, übermäßig ist, neigen die Hinterräder des Fahrzeugs dazu, übermäßig in der Querrichtung zu rutschen, um eine Verringerung des Kurvenradius des Fahrzeugs zu bewirken. Das Übersteuern tritt auf, wenn eine Kurvenfahrkraft  $CF_f$  der Vorderräder eine Kurvenfahrkraft  $CF_r$  der Hinterräder außerordentlich überschreitet (das heißt  $CF_f > CF_r$ ). Wenn ein Fahrzeug VL ein Kurvenfahrmanöver entlang einer Kurve beispielsweise mit einem Kurvenradius  $R$  ausführt, wie in Fig. 20 gezeigt ist, wird eine Querbewegung  $G_y$ , die zu der Fahrzeugbewegungsspur senkrecht ist, gemäß der Gleichung  $G_y = V^2/R$  berechnet, wobei " $V$ " einer Fahrzeuggeschwindigkeit entspricht, und eine Gesamtkurvenfahrkraft  $CF_o$  wird gemäß der folgenden Gleichung berechnet:

$$CF_o = \Sigma CF = m \cdot G_y,$$

wobei " $m$ " der Masse des Fahrzeugs VL entspricht.

Demgemäß wird in dem Fall, bei dem die Summe der Kurvenfahrkraft  $CF_f$  und der Kurvenfahrkraft  $CF_r$  größer als die Gesamtkurvenfahrkraft  $CF_o$  für das Kurvenfahrmanöver des Fahrzeugs entlang der Kurve mit dem Kurvenradius  $R$  ist (das heißt  $CF_o < CF_f + CF_r$ ) und die Kurvenfahrkraft  $CF_f$  der Vorderräder die Kurvenfahrkraft  $CF_r$  der Hinterräder außerordentlich überschreitet (das heißt  $CF_f > CF_r$ ), das heißt, wenn das Übersteuern übermäßig ist, das Fahrzeug VL gezwungen, sich in eine Richtung zu der Innenseite der Kurve der Fahrzeugbewegung zu drehen, so daß der Kurvenfahradius des Fahrzeugs verringert wird, wie in Fig. 20 gezeigt ist.

Wenn das Untersteuern während des Kurvenfahrens übermäßig ist, wird sich der Querschlupf des Fahrzeugs erhöhen und das Fahrzeug VL wird gezwungen, sich in eine Richtung zu der Außenseite der Kurve der Fahrzeugbewegung zu drehen, so daß eine Erhöhung des Kurvenfahradius des Fahrzeugs bewirkt wird, wie in Fig. 21 gezeigt ist. Somit tritt das übermäßige Untersteuern auf, wenn die Kurvenfahrkraft  $CF_f$  der Vorderräder der Kurvenfahrkraft  $CF_r$  der Hinterräder annähernd gleich ist, so daß sie miteinander im Gleichgewicht sind, oder wenn die letztere etwas größer als die erstere ist (das heißt  $CF_f < CF_r$ ), und wenn die Summe der Kurvenfahrkraft  $CF_f$  und der Kurvenfahrkraft  $CF_r$  kleiner als die Gesamtkurvenfahrkraft  $CF_o$  ist, die für das Kurvenfahrmanöver des Fahrzeugs entlang der Kurve mit dem Kurvenradius  $R$  erforderlich ist (das heißt  $CF_o > CF_f + CF_r$ ). Dann wird das Fahrzeug VL gezwungen, sich in der Fahrzeugspur in die Richtung zu der Außenseite der Kurve zu wenden, wodurch der Kurvenradius  $R$  erhöht wird.

Das übermäßige Übersteuern wird beispielsweise auf der Grundlage eines Fahrzeugseitenschlupfwinkels oder Fahrzeugschlupfwinkels  $\beta$  und einer Fahrzeugschlupfwinkelgeschwindigkeit  $D\beta$  bestimmt. Wenn bestimmt wurde, daß ein übermäßiges Übersteuern während des Kurvenfahrens auftritt, wird eine Bremskraft beispielsweise auf ein Vorderrad aufgebracht, das in der Fahrzeugspur an der Außenseite der Kurve angeordnet ist, um ein Moment, das das Fahrzeug zwingt, sich in die Richtung zu der Außenseite der Kurve zu drehen, das heißt ein nach außen gerichtetes Moment, gemäß einer Übersteuerungsunterdrückungssteuerung zu erzeugen, die als Fahrzeugstabilitätssteuerung bezeichnet werden kann. Andererseits wird das übermäßige Untersteuern beispielsweise auf der Grundlage einer Differenz zwischen einer erwünschten Querbewegung und einer tatsächlichen Querbewegung oder einer Differenz zwischen einer erwünschten Gierrate und einer tatsächlichen Gierrate bestimmt. Wenn beispielsweise bestimmt wurde, daß ein übermäßiges Untersteuern während des Kurvenfahrens auftritt, während ein heckangetriebenes Fahrzeug ein Kurvenfahrmanöver ausführt, wird die Bremskraft auf ein Vorderrad, das an der Außenseite der Kurve angeordnet ist, und auf beide Hinterräder aufgebracht, um ein Moment, das das Fahrzeug zwingt, sich in die Richtung zu der Innenseite der Kurve zu drehen, das heißt ein nach innen gerichtetes Moment, gemäß einer Untersteuerungsunterdrückungssteuerung zu erzeugen, die als Spurhaltesteuerung bezeichnet werden kann. Die vorstehend beschriebene Übersteuerungsunterdrückungssteuerung und die vorstehend beschriebene Untersteuerungsunterdrückungssteuerung können als Ganzes als eine Lenksteuerung durch Bremsung bezeichnet werden.

Im U.S. Patent Nr. 5 494 345 ist ein Bremssteuergerät zum Normalisieren eines anormalen Verhaltens eines Fahrzeugs durch Aufbringen einer Bremskraft auf jedes Rad offenbart. Es wird in jener Veröffentlichung vorgeschlagen, eine Vorwärtskopplungssteuerung (feedforward-Steuerung) einzuführen, um das anormale Verhalten des Fahrzeugs mit hoher Genauigkeit schnell zu normalisieren. Das Gerät umfaßt eine Vorwärtskopplungssteuerungseinrichtung zum Erzeugen eines Vorwärtskopplungssteuersignals gemäß einem Zielschlupfverhältnis und eine Mischeinrichtung zum Mischen des Vorwärtskopplungssteuersignals mit einem Rückkopplungssteuersignal, das eine Differenz zwischen dem Zielschlupfverhältnis und dem tatsächlichen Schlupfverhältnis

nis anzeigt, und zum Steuern des hydraulischen Bremssteuersystems gemäß dem gemischten Steuersignal.

Gemäß dem in dem U.S. Patent Nr. 5 494 345 offenbarten Gerät wird sich jedoch, wenn sich beispielsweise ein Fahrzeug beim Kurvenfahrmanöver von einer Straße mit einem verhältnismäßig geringen Reibungskoeffizient auf eine Straße mit einem verhältnismäßig hohen Reibungskoeffizient bewegt, seine Gierrate schnell verändern, was die Eigenschaft der Lenksteuerung zum Halten der Fahrzeugspur (nachstehend als Spursteuering bezeichnet) besonders in dem Fall verschlechtert, bei dem sich das an einer Innenseite der Kurve angeordnete Rad auf der Straße mit dem hohen Reibungskoeffizienten befindet, während sich das an der Außenseite der Kurve angeordnete Rad auf der Straße mit dem geringen Reibungskoeffizienten befindet. Folglich neigt das Fahrzeug dazu, von der Fahrzeugspur abzuweichen, die gemäß dem Lenkwinkel zu jenem Zeitpunkt bestimmt wurde. Bei einem herkömmlichen Fahrzeug, das weder mit dem Bremskraftsteuersystem noch mit dem Bewegungssteuersystem versehen ist, wird sich bei einer Verringerung der Fahrzeuggeschwindigkeit die Spursteuereigenschaft verschlechtern, wenn sich eines der Vorderräder auf der Straße mit dem verhältnismäßig hohen Reibungskoeffizient befindet und sich das andere Vorderrad auf der Straße mit dem verhältnismäßig geringen Reibungskoeffizient befindet.

Folglich ist es eine Aufgabe der vorliegenden Erfindung, ein Bremskraftsteuersystem zum Steuern einer auf jedes Rad eines Fahrzeugs aufgetragenen Bremskraft zu schaffen, um so eine schnelle Veränderung einer Gierrate des Fahrzeugs zu vermeiden, die aus einer Veränderung des Reibungskoeffizienten einer Straßenoberfläche herrührt, auf der das Fahrzeug fährt.

Die vorstehende und andere Aufgaben werden durch ein Bremskraftsteuersystem gelöst, das eine Bremseinrichtung umfaßt, die zum Aufbringen einer Bremskraft auf jedes der Vorder- und Hinterräder des Fahrzeugs zumindest im Ansprechen auf ein Niederdrücken eines Bremspedals vorgesehen ist. Eine Soll-Gierraten-Einstelleinrichtung ist zum Einstellen einer erwünschten Gierrate gemäß einer Bewegung des Fahrzeugs vorgesehen und eine Ist-Gierraten-Meßeinrichtung ist zum Messen einer tatsächlichen Gierrate des Fahrzeugs vorgesehen. Eine erste Veränderungsrateberechnungseinrichtung ist zum Berechnen einer Veränderungsrate der erwünschten Gierrate vorgesehen, die durch die Soll-Gierraten-Einstelleinrichtung eingestellt wird. Eine zweite Veränderungsrateberechnungseinrichtung ist zum Berechnen einer Veränderungsrate der tatsächlichen Gierrate vorgesehen, die durch die Ist-Gierraten-Meßeinrichtung gemessen wird. Eine Abweichungsberechnungseinrichtung ist zum Berechnen einer Abweichung zwischen der Veränderungsrate der erwünschten Gierrate und der Veränderungsrate der tatsächlichen Gierrate vorgesehen. Eine Begrenzungseinrichtung ist zum Betätigen der Bremseinrichtung vorgesehen, um die Veränderungsrate der tatsächlichen Gierrate zu begrenzen, indem die Bremskraft auf zumindest eines der Räder aufgebracht wird, wenn die durch die Abweichungsberechnungseinrichtung berechnete Abweichung einen vorbestimmten Wert überschreitet.

Bei dem Bremskraftsteuersystem ist die Begrenzungseinrichtung vorzugsweise zum Betätigen der Bremseinrichtung angepaßt, um die Bremskraft auf ein Vorderrad der in der Fahrzeugspur an der Außenseite der Kurve angeordneten Räder aufzubringen.

Vorzugsweise umfaßt das Bremskraftsteuersystem desweiteren eine Reibungskoeffizientabschätzeinrichtung zum Abschätzen eines Reibungskoeffizienten einer Straßenoberfläche für jedes Rad des auf ihr befindlichen Fahrzeugs. Die Begrenzungseinrichtung ist vorzugsweise zum Vergleichen des abgeschätzten Reibungskoeffizienten für das an der Außenseite der Kurve angeordnete Vorderrad mit einem vorbestimmten Reibungskoeffizienten und zum Betätigen der Bremseinrichtung angepaßt, um die Bremskraft auf das an der Außenseite der Kurve angeordnete Vorderrad eine vorbestimmte Zeitspanne lang aufzubringen, wenn bestimmt wurde, daß der Reibungskoeffizient für das Vorderrad geringer als der vorbestimmte Reibungskoeffizient ist. Die Gierrateneinstelleinrichtung zum der kann zum Einstellen der erwünschten Gierrate auf der Grundlage des Reibungskoeffizienten angepaßt sein, der durch die Reibungskoeffizientabschätzeinrichtung abgeschätzt wurde, so daß die erwünschte Gierrate durch die Soll-Gierraten-Einstelleinrichtung so eingestellt wird, daß sie gemäß einer Abnahme des Reibungskoeffizienten abnimmt. Je geringer nämlich der Reibungskoeffizient ist, desto kleiner wird die erwünschte Gierrate eingestellt.

Die vorstehend angegebene Aufgabe und die nachstehende Beschreibung werden unter Bezugnahme auf die beigefügten Zeichnungen ohne weiteres deutlich, in denen mit den gleichen Bezugszeichen gleiche Elemente bezeichnet sind.

Fig. 1 zeigt ein allgemeines Blockschaltbild eines Bremskraftsteuersystems gemäß einem Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung;

Fig. 2 zeigt ein schematisches Blockschaltbild des Bremskraftsteuersystems des vorstehend erwähnten Ausführungsbeispiels;

Fig. 3 zeigt ein Blockschaltbild eines Ausführungsbeispiels eines hydraulischen Bremsdrucksteuergerätes zur Verwendung bei dem vorstehend erwähnten Ausführungsbeispiel;

Fig. 4 zeigt ein Flußdiagramm eines Hauptprogramms der Bremskraftsteuerung gemäß dem vorstehenden Ausführungsbeispiel;

Fig. 5 zeigt ein Flußdiagramm eines Unterprogramms einer Lenksteuerung durch Bremsung gemäß dem vorstehenden Ausführungsbeispiel;

Fig. 6 zeigt ein Flußdiagramm einer hydraulischen Druckservosteuerung gemäß dem vorstehenden Ausführungsbeispiel;

Fig. 7 zeigt ein Flußdiagramm einer hydraulischen Druckservosteuerung gemäß dem vorstehenden Ausführungsbeispiel;

Fig. 8 zeigt ein Flußdiagramm einer Lenksteuerung zum Halten einer Fahrzeugspur gemäß dem vorstehenden Ausführungsbeispiel;

Fig. 9 zeigt ein Flußdiagramm einer Anpassungssteuerung [geringer  $\mu \rightarrow$  hoher  $\mu$ ] gemäß dem vorstehenden Ausführungsbeispiel;

Fig. 10 zeigt eine Darstellung eines Bereichs zum Bestimmen eines Starts und einer Beendigung der Übersteuerungsunterdrückungssteuerung gemäß dem vorstehenden Ausführungsbeispiel;

Fig. 11 zeigt eine Darstellung eines Bereichs zum Bestimmen eines Starts und einer Beendigung der Untersteuerungsunterdrückungssteuerung gemäß dem vorstehenden Ausführungsbeispiel;

Fig. 12 zeigt eine Darstellung der Beziehung zwischen den Drucksteuermodi und den Parametern zur Verwendung bei der hydraulischen Bremsdrucksteuerung gemäß dem vorstehenden Ausführungsbeispiel;

Fig. 13 zeigt eine Darstellung der Beziehung zwischen einem Fahrzeugschlupfwinkel und einer Verstärkung zum Berechnen der Parameter gemäß dem vorstehenden Ausführungsbeispiel;

Fig. 14 zeigt eine Darstellung der Beziehung zwischen einem Reibungskoeffizient und einem Faktor zum Berechnen einer Veränderungsrate einer Querbewegung gemäß dem vorstehenden Ausführungsbeispiel;

Fig. 15 zeigt eine Darstellung der Beziehung zwischen einem Reibungskoeffizient und einem Faktor zum Berechnen einer Veränderungsrate einer Querbewegung gemäß dem vorstehenden Ausführungsbeispiel;

Fig. 16 zeigt eine Darstellung der Beziehung zwischen einer abgeschätzten Fahrzeuggeschwindigkeit und einem Bezugslenkwinkel eines Lenkrades gemäß dem vorstehenden Ausführungsbeispiel;

Fig. 17 zeigt eine Darstellung eines Beispiels eines bestimmten Beendigungssteuerungsmusters gemäß dem vorstehenden Ausführungsbeispiel;

Fig. 18 zeigt eine Darstellung eines Radzylinderdrucks, der sich gemäß dem vorstehenden Ausführungsbeispiel ändert, wenn ein Fahrzeug sich von einer Straße mit geringem  $\mu$  auf eine Straße mit hohem  $\mu$  bewegt;

Fig. 19 zeigt eine Darstellung der Beziehung zwischen einem Korrekturwert für eine erwünschten Schlupfrate und einer Veränderungsrate einer Querbewegung gemäß dem vorstehenden Ausführungsbeispiel;

Fig. 20 zeigt einen Zustand, bei dem ein übermäßiges Übersteuern auftritt, während ein herkömmliches Fahrzeug nach links abbiegt; und

Fig. 21 zeigt einen Zustand, bei dem ein übermäßiges Untersteuern auftritt, während ein herkömmliches Fahrzeug nach links abbiegt.

Unter Bezugnahme auf Fig. 1 ist ein erfindungsgemäßes Bremskraftsteuersystem schematisch dargestellt, das eine auf die Vorderräder FL, FR und die Hinterräder RL, RR eines Kraftfahrzeuges aufgebrauchte Bremskraft einzeln steuert. Ein hydraulisches Bremsdrucksteuergerät PC ist zum Aufbringen der Bremskraft auf jedes Rad im Ansprechen auf ein Niederdrücken eines Bremspedals BP und zum Aufbringen der Bremskraft entsprechend einer Bewegung des Fahrzeugs und unabhängig von einem Niederdrücken des Bremspedals BP vorgesehen. Eine Soll-Gierrate-Einstelleinheit DY ist zum Einstellen einer erwünschten Gierrate gemäß einer Bewegung des Fahrzeugs vorgesehen und eine Ist-Gierraten-Meßeinheit AY ist zum Messen einer tatsächlichen Gierrate des Fahrzeugs vorgesehen. Eine erste Veränderungsrateberechnungseinheit DR ist zum Berechnen einer Veränderungsrate der erwünschten Gierrate vorgesehen, die durch die Soll-Gierraten-Einstelleinheit DY eingestellt wird. Eine zweite Veränderungsrateberechnungseinheit AR ist zum Berechnen einer Veränderungsrate der tatsächlichen Gierrate vorgesehen, die durch die Ist-Gierraten-Meßeinheit AY gemessen wird. Eine Abweichungsberechnungseinheit CD ist zum Berechnen einer Abweichung zwischen der Veränderungsrate der erwünschten Gierrate und der Veränderungsrate der tatsächlichen Gierrate vorgesehen. Eine Begrenzungseinheit LM ist zum Betätigen des hydraulischen Bremsdrucksteuergerätes PC vorgesehen, um die Veränderungsrate der tatsächlichen Gierrate zu begrenzen, indem die Bremskraft auf zumindest eines der Räder aufgebracht wird, wenn die durch die Abweichungsberechnungseinheit CD berechnete Abweichung einen vorbestimmten Wert überschreitet. Die Begrenzungseinheit LM kann so aufgebaut sein, daß sie die Bremskraft durch das Gerät PC auf ein Vorderrad der in der Fahrspur an der Außenseite der Kurve angeordneten Räder aufbringt.

Das Bremssteuergerät PC kann einen Hauptzylinder, der im Ansprechen auf ein Niederdrücken des Bremspedals BP einen hydraulischen Bremsdruck erzeugt und der nachstehend beschrieben ist, und eine Hilfsdruckquelle umfassen, die eine hydraulische Pumpe und einen Druckspeicher hat und die den hydraulischen Bremsdruck unabhängig von dem Niederdrücken des Bremspedals BP sogar bei einem Fehlen des Bremspedaleingangssignals erzeugt und die nachstehend beschrieben ist. Desweiteren kann eine Bewegungssteuerungseinheit zum Betätigen des Drucksteuergerätes PC vorgesehen sein, um die Bremskraft auf zumindest eines der Räder gemäß der Bewegung des Fahrzeugs beziehungsweise unabhängig von dem Bremszustand aufzubringen, der von einem Niederdrücken des Bremspedals BP herrührt. Die Bewegung des Fahrzeugs kann auf der Grundlage der Radgeschwindigkeit der Räder, der Fahrzeugquerbeschleunigung, der Gierrate und dergleichen, die durch Sensoren erfaßt werden, und Radbeschleunigungen, einer abgeschätzten Fahrzeuggeschwindigkeit und einem Fahrzeugschlupfwinkel bestimmt werden, die auf der Grundlage der Ausgabe signale der Sensoren berechnet werden, so daß der Zustand des Fahrzeugs in der Bewegung überwacht werden kann, um zu bestimmen, ob die übermäßige Übersteuerung und/oder die übermäßige Untersteuerung auftritt.

Die Details des in Fig. 1 offenbarten Ausführungsbeispiels sind in den Fig. 2 bis 19 genauer dargestellt. Wie in Fig. 2 gezeigt ist, hat das Fahrzeug einen Motor EG, der mit einem Kraftstoffeinspritzgerät FI und einem Drosselsteuergerät TH versehen ist, das zum Steuern einer Hauptdrosselöffnung eines Hauptdrosselventils MT im Ansprechen auf den Betrieb eines Beschleunigungsventils AP angeordnet ist. Das Drosselsteuergerät TH hat ein Hilfsdrosselventil ST, das im Ansprechen auf ein Ausgangssignal einer elektronischen Steuereinrichtung ECU betätigt wird, um eine Hilfsdrosselöffnung zu steuern. Auch das Kraftstoffeinspritzgerät FI wird im Ansprechen auf ein Ausgangssignal der elektronischen Steuereinrichtung ECU betätigt, um den in den Motor EG eingespritzten Kraftstoff zu steuern. Gemäß dem vorliegenden Ausführungsbeispiel ist der Motor EG mit den Hinterrädern RL, RR durch ein Getriebe GS und ein Differentialgetriebe DF wirkverbunden, um ein Heckantriebssystem zu schaffen, während die vorliegende Erfindung nicht auf das Heckantriebssystem beschränkt ist.

Hinsichtlich eines erfindungsgemäßen Bremssystems sind Radbremszylinder Wfl, Wfr, Wrl, Wrr an den Vorderrädern FL, FR beziehungsweise den Hinterrädern RL, RR des Fahrzeugs wirkmontiert und mit einem

hydraulischen Bremsdrucksteuergerät PC fluidverbunden. Mit dem Rad FL ist das Rad an der, von der Position des Fahrersitzes aus betrachtet, vorderen linken Seite bezeichnet, mit dem Rad FR ist das Rad an der vorderen rechten Seite bezeichnet, mit dem Rad RL ist das Rad an der hinteren linken Seite bezeichnet und mit dem Rad RR ist das Rad an der hinteren rechten Seite bezeichnet. Erfindungsgemäß wird ein Front-Heckdualkreissystem angewendet, während ein Diagonalkreissystem angewendet werden kann. Das Drucksteuergerät PC ist so angeordnet, daß es im Ansprechen auf ein Niederdrücken des Bremspedals BP betätigt wird, um den an jeden Radbremszylinder gelieferten hydraulischen Druck zu steuern, und es kann unter verschiedenen bekannten Arten ausgewählt werden. Das Drucksteuergerät bei dem vorliegenden Ausführungsbeispiel kann so angeordnet sein, wie es in Fig. 3 dargestellt ist, die nachstehend detailliert erläutert wird.

Wie in Fig. 2 gezeigt ist, sind an den Rädern FL, FR, RL und RR jeweils Radgeschwindigkeitssensoren WS1 bis WS4 vorgesehen, die mit einer elektronischen Steuereinrichtung ECU verbunden sind, und durch die ein Signal mit einem zu einer Geschwindigkeit jedes Rades proportionalen Impuls, nämlich ein Radgeschwindigkeitssignal, zu der elektronischen Steuereinrichtung ECU zugeführt wird. Es sind auch ein Bremsschalter BS, der bei einem Niederdrücken des Bremspedals BP eingeschaltet wird und bei einem Lösen des Bremspedals BP ausgeschaltet wird, ein Frontlenkwinkelsensor SSf zum Erfassen eines Lenkwinkels  $\delta_f$  der Vorderräder FL, FR, ein Querbesehleunigungssensor YG zum Erfassen einer Fahrzeugquerbeschleunigung und ein Gierratensensor YS zum Erfassen einer Gierrate der Fahrzeugs vorgesehen. Diese sind mit der elektronischen Steuereinrichtung ECU elektrisch verbunden. Gemäß dem Gierratensensor YS wird eine Veränderungsrate eines Drehwinkels des Fahrzeugs um eine Normale an der Schwerpunktmitte des Fahrzeugs, das heißt eine Gierwinkelgeschwindigkeit oder Gierrate  $\gamma$ , erfaßt und zu der elektronischen Steuereinrichtung ECU zugeführt. Die Gierrate  $\gamma$  kann auf der Grundlage einer Radgeschwindigkeitsdifferenz  $V_{fd}$  zwischen den Radgeschwindigkeiten von nicht angetriebenen Rädern (die Radgeschwindigkeiten  $V_{wfl}$ ,  $V_{wfr}$  der Vorderräder FL, FR bei dem vorliegenden Ausführungsbeispiel) berechnet werden, das heißt  $V_{fd} = V_{wfr} - V_{wfl}$ , so daß der Gierratensensor YS weggelassen werden kann. Desweiteren kann zwischen den Rädern RL und RR ein (nicht gezeigtes) Lenkwinkelsteuergerät vorgesehen sein, das ermöglicht, daß ein (nicht gezeigter) Motor einen Lenkwinkel der Räder RL, RR im Ansprechen auf das Ausgangssignal der elektronischen Steuereinrichtung ECU steuert.

Wie in Fig. 2 gezeigt ist, ist die elektronische Steuereinrichtung ECU mit einem Mikrorechner CMP versehen, der eine Zentralrecheneinheit oder CPU, einen Festspeicher oder ROM, einen Speicher mit wahlfreiem Zugriff oder RAM, einen Eingangsanschluß IPT und einen Ausgangsanschluß OPT und dergleichen umfaßt. Die durch jeden der Radgeschwindigkeitssensoren WS1 bis WS4, den Bremsschalter BS, den Frontlenkwinkelsensor SSf, den Gierratensensor YS und den Querbesehleunigungssensor YG erfaßten Signale werden zu dem Eingangsanschluß IPT über entsprechende Verstärkerkreise AMP und danach der Zentralrecheneinheit CPU zugeführt. Danach werden die Steuersignale von dem Ausgangsanschluß OPT zu dem Drosselsteuergerät TH und dem hydraulischen Drucksteuergerät PC über die entsprechenden Treiberkreise ACT zugeführt. In dem Mikrorechner speichert der Festspeicher ROM ein den Flußdiagrammen von den Fig. 4 bis 9 entsprechendes Programm, führt die Zentralrecheneinheit CPU das Programm aus, während der (nicht gezeigte) Zündschalter geschlossen ist, und speichert der Speicher mit wahlfreiem Zugriff RAM vorübergehend veränderliche Daten, die zum Ausführen des Programms benötigt werden. Eine Vielzahl Mikrorechner kann für jede Steuerung, wie beispielsweise die Drosselsteuerung, vorgesehen sein oder kann zum Ausführen verschiedener Steuerungen vorgesehen und elektrisch miteinander verbunden sein.

Fig. 3 zeigt ein Ausführungsbeispiel des hydraulischen Bremsdrucksteuergerätes PC, das einen Hauptzylinder MC und einen Hydraulikverstärker HB umfaßt, die im Ansprechen auf ein Niederdrücken des Bremspedals BP betätigt werden. Der Hydraulikverstärker HB ist mit einer Hilfsdruckquelle AP verbunden, die beide mit einem Druckbehälter RS für geringen Druck verbunden sind, mit dem auch der Hauptzylinder MC verbunden ist. Die Hilfsdruckquelle AP umfaßt eine hydraulische Druckpumpe HP und einen Druckspeicher AC. Die Pumpe HP wird durch einen Elektromotor M angetrieben, um ein Bremsfluid in dem Behälter RS mit Druck zu beaufschlagen, um das mit Druck beaufschlagte Bremsfluid oder einen hydraulischen Bremsdruck durch ein Rückschlagventil CV6 in den Druckspeicher AC heraus zulassen, damit es in ihm gespeichert wird. Der Elektromotor M beginnt zu arbeiten, wenn der Druck in dem Druckspeicher AC unter eine vorbestimmte untere Grenze gesunken ist, und hält an, wenn der Druck in dem Druckspeicher AC über eine vorbestimmte obere Grenze gestiegen ist. Ein Überdruckventil RV ist zwischen dem Druckspeicher AC und dem Behälter RS vorgesehen. Demgemäß ist es so angeordnet, daß ein sogenannter Leistungsdruck von dem Druckspeicher AC zu dem Hydraulikverstärker HB sauber geliefert wird. Der Hydraulikverstärker HB leitet den hydraulischen Bremsdruck, der von der Hilfsdruckquelle AP herausgelassen wird, ein und steuert ihn zu einem Verstärkungsdruck im Verhältnis zu einem von dem Hauptzylinder MC herausgelassenen Vorsteuerdruck, der durch den Verstärkungsdruck verstärkt wird.

In einem Hydraulikdruckkreis zum Verbinden des Hauptzylinders MC mit jedem der Vorderradbremsszylinder Wfr, Wfl sind elektromagnetische Ventile (Solenoidventile) SA1 und SA2 angeordnet, die mit elektromagnetischen Ventilen PC1 und PC5 beziehungsweise elektromagnetischen Ventilen PC2 und PC6 durch Steuerkanäle Pfr und Pfl verbunden sind. In dem Hydraulikdruckkreis zum Verbinden des Hydraulikverstärkers HB mit jedem der Radbremszylinder Wfr und dergleichen sind ein elektromagnetisches Ventil SA3 und elektromagnetische Ventile PC1—PC8 zur Verwendung bei der Steuerung des Herauslassens und Abfließens des Bremsfluids angeordnet, und ein Proportionierdruckverringerungsventil PV ist an der Seite der Hinterräder angeordnet. Dann wird die Hilfsdruckquelle AP mit der stromabwärtigen Seite des elektromagnetischen Ventils SA3 durch ein elektromagnetisches Ventil STR verbunden. Die hydraulischen Kreise sind in das Frontkreissystem und in das Heckkreissystem geteilt, wie in Fig. 3 gezeigt ist, so daß sie das erfindungsgemäße Front- und Heckdualkreissystem bilden.

Was den vorderen Hydraulikdruckkreis betrifft, sind die elektromagnetischen Ventile PC1 und PC2 mit dem

elektromagnetischen Ventil STR verbunden, das ein elektromagnetisch betätigtes Ventil mit zwei Anschlüssen und zwei Positionen ist und normalerweise geschlossen ist und erregt wird, damit die elektromagnetischen Ventile PC1 und PC2 direkt mit dem Druckspeicher AC in Verbindung treten. Die elektromagnetischen Ventile SA1 und SA2 sind elektromagnetisch betätigte Ventile mit drei Anschlüssen und zwei Positionen, die in eine erste Betriebsposition gesetzt sind, wie in Fig. 3 gezeigt ist, wenn sie nicht erregt werden, und durch die jeder der Radbremszylinder Wfr und Wfl mit dem Hauptzylinder MC in Verbindung steht. Wenn die elektromagnetischen Ventile SA1 und SA2 erregt werden, werden sie jeweils in ihre zweite Betriebsposition gesetzt, in der beide verhindern, daß die Radbremszylinder Wfr und Wfl mit dem Hauptzylinder MC in Verbindung stehen, während der Radbremszylinder Wfr mit den elektromagnetischen Ventilen PC1 und PC5 in Verbindung steht, beziehungsweise der Radbremszylinder Wfl mit den elektromagnetischen Ventilen PC2 und PC6 in Verbindung steht. Parallel zu den elektromagnetischen Ventilen PC1 und PC2 sind jeweils Rückschlagventile CV1 und CV2 angeordnet. Die Einlaßseite des Rückschlagventils CV1 ist mit dem Kanal Pfr verbunden und die Einlaßseite des Rückschlagventils CV2 ist mit dem Kanal Pfl verbunden. Das Rückschlagventil CV1 ist zum Ermöglichen des Strömens des Bremsfluids zu dem Hydraulikverstärker HB und zum Verhindern des Zurückströmens vorgesehen. In dem Fall, bei dem das elektromagnetische Ventil SA1 erregt wird, um es in die zweite Position zu setzen, wird daher, wenn das Bremspedal BP gelöst ist, der hydraulische Druck in dem Radbremszylinder Wfr schnell auf den Druck verringert, der von dem Hydraulikverstärker HB herausgelassen wird. Das Rückschlagventil CV2 ist in der gleichen Weise wie das Rückschlagventil CV1 vorgesehen.

Was den hinteren Hydraulikdruckkreis betrifft, ist das elektromagnetische Ventil SA3 ein elektromagnetisch betätigtes Ventil mit zwei Anschlüssen und zwei Positionen, das normalerweise geöffnet ist, wie in Fig. 3 gezeigt ist, so daß die elektromagnetischen Ventile PC3 und PC4 mit dem Hydraulikverstärker HB durch das Proportionsventil PV in Verbindung stehen. In diesem Fall ist das elektromagnetische Ventil STR in seine geschlossene Position gesetzt, um die Verbindung mit dem Druckspeicher AC zu sperren. Wenn das elektromagnetische Ventil SA3 erregt wird, wird es in seine geschlossene Position gesetzt, wobei verhindert wird, daß die beiden elektromagnetischen Ventile PC3 und PC4 mit dem Hydraulikverstärker HB in Verbindung stehen, während sie mit dem elektromagnetischen Ventil STR durch das Proportionsventil PV in Verbindung stehen, so daß sie mit dem Druckspeicher AC in Verbindung stehen, wenn das elektromagnetische Ventil STR erregt ist. Parallel zu den elektromagnetischen Ventilen PC3 und PC4 sind jeweils Rückschlagventile CV3 und CV4 angeordnet. Die Einlaßseite des Rückschlagventils CV3 ist mit dem Radbremszylinder Wrr verbunden und die Einlaßseite des Rückschlagventils CV4 ist mit dem Radbremszylinder Wrl verbunden. Die Rückschlagventile CV3 und CV4 sind zum Ermöglichen des Strömens des Bremsfluids zu dem elektromagnetischen Ventil SA3 und zum Verhindern des Zurückströmens vorgesehen. Wenn das Bremspedal BP gelöst wird, wird daher der hydraulische Druck in jedem der Radbremszylinder Wrr und Wrl schnell auf den Druck verringert, der von dem Hydraulikverstärker HB herausgelassen wird. Desweiteren ist das Rückschlagventil CV5 parallel zu dem elektromagnetischen Ventil SA3 angeordnet, so daß das Bremsfluid von dem Hydraulikverstärker HB zu den Radbremszylindern im Ansprechen auf ein Niederdrücken des Bremspedals BP geliefert werden kann.

Die vorstehend beschriebenen elektromagnetischen Ventile SA1, SA2, SA3 und STR und die elektromagnetischen Ventile PC1—PC8 werden durch die elektronische Steuereinrichtung ECU gesteuert, um verschiedene Steuermodi zum Steuern der Fahrzeugstabilität, wie beispielsweise die Lenksteuerung durch Bremsung, die Anti-Schlupfsteuerung und andere verschiedene Steuermodi vorzusehen. Wenn beispielsweise die Lenksteuerung durch Bremsung ausgeführt wird, die unabhängig von einem Niederdrücken des Bremspedals BP ausgeführt wird, wird der hydraulische Druck nicht von dem Hydraulikverstärker HB und dem Hauptzylinder MC herausgelassen. Daher werden die elektromagnetischen Ventile SA1 und SA2 in ihre zweiten Positionen gesetzt, wird das elektromagnetische Ventil SA3 in seine geschlossene Position gesetzt und wird dann das elektromagnetische Ventil STR in seine geöffnete Position gesetzt, so daß der Leistungsdruck zu dem Radbremszylinder Wfr und dergleichen durch das elektromagnetische Ventil STR und jedes der in seine geöffneten Positionen gesetzten elektromagnetischen Ventile PC1—PC8 herausgelassen werden kann. Folglich wird mit den erregten oder entregten elektromagnetischen Ventilen PC1—PC8 der hydraulische Druck in jedem der Radzylinder in dem Bereich einer schnellen Druckerhöhung schnell erhöht, in dem Bereich einer impulsartigen Druckerhöhung allmählich erhöht, in dem Bereich einer impulsartigen Druckverringern allmählich verringert, in dem Bereich einer schnellen Druckverringern schnell verringert und in dem Druckhaltebereich gehalten, so daß die Übersteuerungsunterdrückungssteuerung und/oder die Untersteuerungsunterdrückungssteuerung ausgeführt werden kann, wie vorstehend angemerkt wurde.

Gemäß dem wie vorstehend erwähnt aufgebauten Ausführungsbeispiel wird ein Programm für die Fahrzeugbewegungssteuerung, die die Lenksteuerung durch Bremsung, Anti-Schlupfsteuerung und dergleichen umfaßt, durch die elektronische Steuereinrichtung ECU ausgeführt, wie nachstehend unter Bezugnahme auf die Fig. 4 bis 9 beschrieben ist. Das Programm startet, wenn ein (nicht gezeigter) Zündschalter eingeschaltet wird. Am Anfang sieht das in Fig. 4 gezeigte Programm für die Fahrzeugbewegungssteuerung zum Initialisieren (Zurücksetzen) des Systems bei Schritt 101 das Löschen verschiedener Daten vor. Bei Schritt 102 werden die durch die Radgeschwindigkeitssensoren WS1 bis WS4 erfaßten Signale durch die elektronische Steuereinrichtung ECU gelesen und auch das durch den Frontlenkwinkelsensor SSf erfaßte Signal (Lenkwinkel  $\delta_f$ ), das durch den Gierratensensor YS erfaßte Signal (tatsächliche Gierrate  $\gamma$ ) und das durch den Querbeschleunigungssensor YG erfaßte Signal (tatsächliche Querbeschleunigung  $G_y$ ) werden gelesen.

Danach geht das Programm zu Schritt 103 weiter, bei dem die Radgeschwindigkeit  $V_w^{**}$  jedes Rades berechnet ( $**$  stellt eines der Räder FL, FR, RL und RR dar) und differenziert wird, um die Radbeschleunigung  $DV_w^{**}$  jedes Rades zu erhalten. Als nächstes wird bei Schritt 104 eine abgeschätzte Fahrzeuggeschwindigkeit  $V_{so}$  an der Schwerpunktmittelpunkt des Fahrzeugs ( $V_{so} = \text{MAX}[V_w^{**}]$ ) beziehungsweise eine abgeschätzte Fahrzeuggeschwindigkeit  $V_{so}^{**}$  für jedes Rad auf der Grundlage der Radgeschwindigkeit  $V_w^{**}$  berechnet. Die abgeschätzte



ten Fahrzeuggeschwindigkeiten  $V_{so}$  und  $V_{so}^{**}$  werden differenziert, um eine Fahrzeuglängsbeschleunigung  $DV_{so}$  an der Schwerpunktmittel beziehungsweise eine Fahrzeuglängsbeschleunigung  $DV_{so}^{**}$  jedes Rades zu erhalten. Die abgeschätzte Fahrzeuggeschwindigkeit  $V_{so}^{**}$  kann normalisiert werden, um den Fehler zu verringern, der durch eine Differenz zwischen den beim Kurvenfahren an der Innenseite und der Außenseite der Kurve angeordneten Rädern verursacht wird. Das heißt, die abgeschätzte und normalisierte Fahrzeuggeschwindigkeit  $NV_{so}^{**}$  wird gemäß der folgenden Gleichung berechnet: 5

$$NV_{so}^{**} = V_{so}^{**}(n) - \Delta V_{r}^{**}(n),$$

wobei  $\Delta V_{r}^{**}(n)$  ein Korrekturfaktor ist, der folgendermaßen zur Korrektur während des Kurvenfahrens vorgesehen ist: Der Korrekturfaktor  $\Delta V_{r}^{**}(n)$  wird nämlich auf der Grundlage eines Kurvenradius  $R$  und  $\gamma \cdot V_{soFW}$  (FW stellt die Vorderräder dar), was der Querschleunigung  $G_{ya}$  annähernd gleich ist, gemäß einer für jedes Rad mit Ausnahme des Bezugsrades vorgesehenen (nicht gezeigten) Tafel oder Karte eingestellt. Wenn beispielsweise  $\Delta V_{rFL}$  als ein Bezugswert angewendet wird, ist er auf Null zu setzen. Dann wird  $\Delta V_{rFR}$  gemäß einer für die Differenz zwischen den beiden beim Kurvenfahren an der Innenseite und der Außenseite der Kurve angeordneten Rädern vorgesehenen (nicht gezeigten) Karte eingestellt. Was die Hinterräder betrifft, wird  $\Delta V_{rRL}$  gemäß einer für die Differenz zwischen den beiden beim Kurvenfahren an der Innenseite der Kurve angeordneten Rädern vorgesehenen Karte eingestellt, während  $\Delta V_{rRR}$  gemäß einer für die Differenz zwischen den beiden beim Kurvenfahren an der Außenseite der Kurve angeordneten Rädern vorgesehenen Karte und auch gemäß der für die Differenz zwischen den beiden beim Kurvenfahren an der Innenseite und der Außenseite der Kurve angeordneten Rädern vorgesehenen Karte eingestellt wird. 10 15 20

Das Programm geht zu Schritt 105 weiter, bei dem eine tatsächliche Schlupfrate  $Sa^{**}$  auf der Grundlage der Radgeschwindigkeit  $V_{w}^{**}$  für jedes Rad und der abgeschätzten Fahrzeuggeschwindigkeit  $V_{so}$  (oder der abgeschätzten und normalisierten Fahrzeuggeschwindigkeit  $NV_{so}^{**}$ ), die bei den Schritten 103 beziehungsweise 104 berechnet wurden, gemäß der folgenden Gleichung berechnet wird: 25

$$Sa^{**} = (V_{so} - V_{w}^{**})/V_{so}.$$

Auf der Grundlage der Fahrzeugbeschleunigung  $DV_{so}^{**}$  und der tatsächlichen Querschleunigung  $G_{ya}$ , die durch die den Querschleunigungssensor YG erfaßt wurde, kann der Reibungskoeffizient  $\mu^{**}$  einer Straßenoberfläche für jedes Rad gemäß der folgenden Gleichung berechnet werden: 30

$$\mu^{**} \approx (DV_{so}^{**2} + G_{ya}^2)^{1/2}.$$

Um den Reibungskoeffizienten der Straßenoberfläche zu erfassen, können verschiedene andere Verfahren außer dem vorstehend erwähnten Verfahren angewendet werden, wie beispielsweise jenes mit einem Sensor zum direkten Erfassen des Reibungskoeffizienten der Straßenoberfläche. 35

Ebenfalls kann bei Schritt 105 ein Fahrzeugschlupfwinkel  $\beta$ , der einem Fahrzeuggrutschen gegenüber der Fahrzeugbewegungsspur entspricht, wie folgt abgeschätzt werden. Am Anfang wird nämlich die Fahrzeugschlupfwinkelgeschwindigkeit  $D\beta$ , die ein differenzierter Wert des Fahrzeugschlupfwinkels  $\beta$  ist, gemäß der folgenden Gleichung berechnet: 40

$$D\beta = G_y/V_{so} - \gamma,$$

wobei "Gy" die Querschleunigung des Fahrzeugs ist, "Vso" die an der Schwerpunktmittel gemessene abgeschätzte Fahrzeuggeschwindigkeit des Fahrzeugs ist und "γ" die Gierrate ist. 45

Dann wird der Fahrzeugschlupfwinkel  $\beta$  gemäß der folgenden Gleichung berechnet:

$$\beta = \int D\beta \, dt.$$

Der Fahrzeugschlupfwinkel  $\beta$  kann gemäß der folgenden Gleichung berechnet werden: 50

$$\beta = \tan^{-1}(V_y/V_x),$$

wobei "Vx" eine Fahrzeuglängsgeschwindigkeit und "Vy" eine Fahrzeugquergeschwindigkeit ist. 55

Danach geht das Programm zu Schritt 106, bei dem eine spezielle Anfangssteuerung zum Vorsehen eines Anfangsdrucks ausgeführt wird, und danach zu Schritt 107 weiter, bei dem ein Betrieb für die Lenksteuerung durch Bremsung ausgeführt wird, um eine erwünschte Schlupfrate zur Verwendung bei der Lenksteuerung durch Bremsung vorzusehen, wobei die auf jedes Rad aufgebrachte Bremskraft bei Schritt 114 durch die hydraulische Druckservosteuerung gesteuert wird, die später bei Schritt 115 ausgeführt wird, so daß das Drucksteuergerät PC im Ansprechen auf den Zustand des Fahrzeugs in der Bewegung gesteuert wird. Die Lenksteuerung durch Bremsung ist jeder Steuerung hinzuzufügen, die bei allen nachstehend beschriebenen Steuermodi ausgeführt wird. Die spezielle Anfangssteuerung kann ausgeführt werden, bevor die Lenksteuerung durch Bremsung beginnt, und sie kann auch ausgeführt werden, bevor die Traktionssteuerung beginnt, jedoch sollte sie unmittelbar nach dem Beginn der Anti-Schlupfsteuerung beendet sein. Danach geht das Programm zu Schritt 108 weiter, bei dem bestimmt wird, ob die Bedingung zum Starten der Anti-Schlupfsteuerung erfüllt ist oder nicht. Wenn bei Schritt 108 bestimmt wird, daß die Bedingung in dem Anti-Schlupfsteuerungsmodus erfüllt ist, und bei Schritt 121 bestimmt wird, daß eine Bedingung, die nachstehend erläutert wird, nicht erfüllt ist, wird 60 65

die spezielle Anfangssteuerung unmittelbar bei Schritt 109 beendet, bei dem ein Steuerungsmodus sowohl den Start der Lenksteuerung durch Bremsung als auch der Anti-Schlupfsteuerung ausführt.

Wenn bei Schritt 108 bestimmt wird, daß die Bedingung zum Starten der Anti-Schlupfsteuerung nicht erfüllt ist, geht das Programm zu Schritt 110 weiter, bei dem bestimmt wird, ob die Bedingung zum Starten der Front- und Heckbremskraftverteilungssteuerung erfüllt ist oder nicht. Wenn bei Schritt 110 JA bestimmt wurde, geht das Programm zu Schritt 111 weiter, bei dem ein Steuerungsmodus zum Ausführen sowohl der Lenksteuerung durch Bremsung als auch der Bremskraftverteilungssteuerung ausgeführt wird, ansonsten geht es zu Schritt 112 weiter, bei dem bestimmt wird, ob die Bedingung zum Starten der Traktionssteuerung erfüllt ist oder nicht. Wenn die Bedingung zum Starten der Traktionssteuerung erfüllt ist, geht das Programm zu Schritt 113 weiter, bei dem ein Steuerungsmodus zum Ausführen sowohl der Lenksteuerung durch Bremsung als auch der Traktionssteuerung ausgeführt wird. Ansonsten wird ein Steuerungsmodus nur zum Ausführen der Lenksteuerung durch Bremsung bei Schritt 114 eingestellt. Auf der Grundlage der vorstehend eingestellten Steuerungsmodi wird die hydraulische Druckservosteuerung bei Schritt 115 ausgeführt, danach geht das Programm zu Schritt 116 weiter, bei dem eine spezielle Beendungssteuerung ausgeführt wird, und kehrt danach zu Schritt 102 zurück. Gemäß den bei den Schritten 109, 111, 113 und 114 eingestellten Steuerungsmodi kann der Hilfsdrosselöffnungs- winkel für das Drosselsteuergerät TH im Ansprechen auf den Zustand des Fahrzeugs in der Bewegung eingestellt werden, so daß die Leistung des Motors EG verringert werden kann, um die dadurch erzeugte Antriebs- kraft zu begrenzen.

Wenn bei Schritt 108 bestimmt wird, daß die Bedingung zum Starten der Anti-Schlupfsteuerung erfüllt ist, geht das Programm zu Schritt 121 weiter, bei dem bestimmt wird, ob alle folgenden Bedingungen erfüllt sind oder nicht,

- (1) daß ein zu steuerndes Rad (als gesteuertes Rad bezeichnet) sich auf einer Straße mit verhältnismäßig geringem Reibungskoeffizienten (geringer  $\mu$ ) befindet,
- (2) daß die Spurststeuerung, die nachstehend detailliert beschrieben wird, ausgeführt wird,
- (3) daß ein Rad, das an der dem gesteuerten Rad entgegengesetzten Seite angeordnet ist (als Symmetrierad bezeichnet), sich auf einer Straße mit verhältnismäßig hohem Reibungskoeffizienten (hoher  $\mu$ ) befindet, und
- (4) daß eine vorbestimmte Zeitspanne  $T_z$  nicht abgelaufen ist, nachdem die Anti-Schlupfsteuerung gestartet wurde. Wenn JA bestimmt wird, geht das Programm zu Schritt 122 weiter, bei dem eine Anpassungssteuerung für das Fahrzeug, das sich von der Straße mit geringem  $\mu$  auf jene mit hohem  $\mu$  bewegt, ausgeführt wird, die nachstehend unten Bezugnahme auf Fig. 9 detailliert erläutert wird.

Gemäß dem vorstehend beschriebenen Anti-Schlupfsteuerungsmodus wird die auf jedes Rad aufgebrachte Bremskraft so gesteuert, daß verhindert wird, daß das Rad während des Bremsvorgangs des Fahrzeugs blockiert wird. Bei dem Front-Heckbremskraftverteilungssteuerungsmodus wird eine Verteilung zwischen der auf die Hinterräder aufgebrachten Bremskraft und der auf die Vorderräder aufgebrachten Bremskraft so gesteuert, daß die Fahrzeugstabilität während des Bremsvorgangs des Fahrzeugs aufrechterhalten wird. Desweiteren wird bei dem Traktionssteuerungsmodus die Bremskraft auf das angetriebene Rad aufgebracht und die Drosselsteuerung wird ausgeführt, damit verhindert wird, daß das angetriebene Rad während des Fahrvorgangs des Fahrzeugs rutscht.

Fig. 5 zeigt ein Flußdiagramm zum Einstellen erwünschter Schlupfraten, die bei Schritt 107 in Fig. 4 für den Betrieb der Lenksteuerung durch Bremsung, die die Übersteuerungsunterdrückungssteuerung und die Untersteuerungsunterdrückungssteuerung umfaßt, vorzusehen sind. Durch dieses Flußdiagramm werden daher die erwünschten Schlupfraten gemäß der Übersteuerungsunterdrückungssteuerung und/oder der Untersteuerungsunterdrückungssteuerung eingestellt. Am Anfang wird bei Schritt 201 bestimmt, ob die Übersteuerungsunterdrückungssteuerung zu starten oder zu beenden ist und bei Schritt 202 wird bestimmt, ob die Untersteuerungsunterdrückungssteuerung zu starten oder zu beenden ist. Genauer gesagt wird bei Schritt 201 auf der Grundlage der Bestimmung bestimmt, ob man sich innerhalb eines Steuerbereiches befindet, der durch eine Schraffur in einer in Fig. 10 gezeigten  $\beta$ -D $\beta$ -Ebene dargestellt ist. Das heißt, wenn der Fahrzeugschlupfwinkel  $\beta$  und die Fahrzeugschlupfwinkelgeschwindigkeit D $\beta$ , die bei Bestimmen des Starts oder des Beendens berechnet werden, in den Steuerbereich fallen, wird die Übersteuerungsunterdrückungssteuerung gestartet. Wenn jedoch der Fahrzeugschlupfwinkel  $\beta$  und die Fahrzeugschlupfwinkelgeschwindigkeit D $\beta$  aus dem Steuerbereich herausgelangen, wird die Übersteuerungsunterdrückungssteuerung gesteuert, wie durch den Pfeil in Fig. 10 gezeigt ist, wodurch sie beendet wird. Die auf jedes Rad aufgebrachte Bremskraft wird auf eine derartige Weise gesteuert, daß ein um so höherer zu steuernder Betrag vorgesehen wird, je weiter sie von der Grenze (die durch eine Strichpunktlinie mit zwei Punkten in Fig. 10 gezeigt ist) zwischen dem Steuerbereich und dem Nichtsteuerbereich zu dem Steuerbereich entfernt sind.

Als nächstes wird bei Schritt 202 die Lenksteuerung zum Malen der Fahrzeugspur (das heißt die Spurststeuerung) ausgeführt, die nachstehend unter Bezugnahme auf Fig. 8 erläutert wird. Danach geht das Programm zu Schritt 203 weiter, bei dem die Bestimmung des Startens und Beendens auf der Grundlage der Bestimmung ausgeführt wird, ob sie innerhalb eines durch eine Schraffur in Fig. 11 dargestellten Steuerbereiches ist. Das heißt, wenn sie gemäß der Änderung der tatsächlichen Querschleunigung  $G_{ya}$  gegenüber einer erwünschten Querschleunigung  $G_{yt}$  aus dem erwünschten Zustand, der durch eine Strichpunktlinie mit einem Punkt dargestellt ist, herausgelangen und in den Steuerbereich fallen, wird die Untersteuerungsunterdrückungssteuerung gestartet. Wenn sie aus dem Bereich herausgelangen, wird die Untersteuerungsunterdrückungssteuerung gesteuert, wie durch den Pfeil in Fig. 11 gezeigt ist, wodurch sie beendet wird.

Danach geht das Programm zu Schritt 204 weiter, bei dem bestimmt wird, ob die Übersteuerungsunterdrückungssteuerung auszuführen ist oder nicht. Wenn die Übersteuerungsunterdrückungssteuerung nicht auszuführen

ren ist, geht das Programm zu Schritt 205 weiter, bei dem die Spursteuerung auszuführen ist oder nicht. Wenn Nein bestimmt wird, geht das Programm zu Schritt 206 weiter, bei dem bestimmt wird, ob die Untersteuerungs-  
 unterdrückungssteuerung auszuführen ist oder nicht. Falls die Untersteuerungsunterdrückungssteuerung nicht  
 auszuführen ist, kehrt das Programm zu dem Hauptprogramm zurück. Falls bei Schritt 206 bestimmt wird, daß  
 die Untersteuerungsunterdrückungssteuerung auszuführen ist, geht das Programm zu Schritt 207 weiter, bei  
 dem die erwünschte Schlupfrate von jedem Rad auf eine erwünschte Schlupfrate eingestellt wird, die zur  
 Verwendung bei der Untersteuerungsunterdrückungssteuerung vorgesehen ist. Wenn bei Schritt 204 bestimmt  
 wird, daß die Übersteuerungsunterdrückungssteuerung auszuführen ist, geht das Programm zu Schritt 208  
 weiter, bei dem bestimmt wird, ob die Lenksteuerung zum Halten der Fahrzeugspur auszuführen ist oder nicht.  
 Falls Nein bestimmt wird, geht das Programm zu Schritt 210 weiter, bei dem bestimmt wird, ob die Untersteue-  
 rungsunterdrückungssteuerung auszuführen ist oder nicht. Falls die Untersteuerungsunterdrückungssteuerung  
 nicht auszuführen ist, geht das Programm zu Schritt 209 weiter, bei dem die erwünschte Schlupfrate von jedem  
 Rad auf eine erwünschte Schlupfrate eingestellt wird, die zur Verwendung bei der Übersteuerungsunterdrück-  
 ungssteuerung vorgesehen ist. Wenn bei den Schritten 205 und 208 bestimmt wurde, daß die Lenksteuerung  
 zum Halten der Fahrzeugspur auszuführen ist, geht das Programm auch zu Schritt 209 weiter, bei dem die  
 erwünschte Schlupfrate von jedem Rad auf eine erwünschte Schlupfrate eingestellt wird, die zur Verwendung  
 bei der Übersteuerungsunterdrückungssteuerung vorgesehen ist. Falls bei Schritt 210 bestimmt wurde, daß die  
 Untersteuerungsunterdrückungssteuerung auszuführen ist, geht das Programm zu Schritt 211 weiter, bei dem  
 die erwünschte Schlupfrate von jedem Rad auf eine erwünschte Schlupfrate eingestellt wird, die zur Verwen-  
 dung sowohl bei der Übersteuerungsunterdrückungssteuerung als auch bei der Untersteuerungsunterdrück-  
 ungssteuerung vorgesehen ist.

Hinsichtlich der erwünschten Schlupfrate zur Verwendung bei der bei Schritt 207 ausgeführten Übersteue-  
 rungsunterdrückungssteuerung werden der Fahrzeugschlupfwinkel  $\beta$  und die Fahrzeugschlupfwinkelgeschwin-  
 digkeit  $D\beta$  angewendet. Hinsichtlich der erwünschten Schlupfrate zur Verwendung bei der Untersteuerungs-  
 unterdrückungssteuerung wird eine Differenz zwischen der erwünschten Querbeschleunigung  $G_{yo}$  und der  
 tatsächlichen Querbeschleunigung  $G_{ya}$  angewendet. Die Berechnung der erwünschten Querbeschleunigung  
 $G_{yo}$  wird nachstehend unter Bezugnahme auf Fig. 8 erläutert.

Bei Schritt 207 wird die erwünschte Schlupfrate eines Vorderrades, das an der Außenseite der Kurve der  
 Fahrzeugspur angeordnet ist, als "Stufo" eingestellt, die erwünschte Schlupfrate eines Hinterrades, das an der  
 Außenseite der Kurve angeordnet ist, als "Sturo" eingestellt und die erwünschte Schlupfrate eines Hinterrades,  
 das an der Innenseite der Kurve angeordnet ist, als "Sturi" eingestellt. Was die Schlupfrate betrifft, bezeichnet "r"  
 einen erwünschten Wert, der mit einem mit "a" bezeichneten gemessenen Wert vergleichbar ist, der nachstehend  
 beschrieben wird. Mit "u" ist die Untersteuerungsunterdrückungssteuerung bezeichnet, "r" bezeichnet das Hin-  
 terrad, "o" bezeichnet die Außenseite der Kurve und "i" bezeichnet die Innenseite der Kurve. Bei Schritt 209 wird  
 die erwünschte Schlupfrate eines Vorderrades, das an der Außenseite der Kurve angeordnet ist, als "Stefo"  
 eingestellt, die erwünschte Schlupfrate des Hinterrades, das an der Außenseite der Kurve angeordnet ist, als  
 "Stero" eingestellt und die erwünschte Schlupfrate des Hinterrades, das an der Innenseite der Kurve angeordnet  
 ist, als "Steri" eingestellt, wobei "e" die Übersteuerungsunterdrückungssteuerung bezeichnet. Wie zuvor schon  
 bemerkt wurde, bezeichnet "FW" ein Vorderrad und "RW" ein Hinterrad.

Bei Schritt 211 wird die erwünschte Schlupfrate des Vorderrades, das an der Außenseite der Kurve angeord-  
 net ist, als "Stefo" eingestellt, die erwünschte Schlupfrate eines Hinterrades, das an der Außenseite der Kurve  
 angeordnet ist, als "Sturo" eingestellt und die erwünschte Schlupfrate des Hinterrades, das an der Innenseite der  
 Kurve angeordnet ist, als "Sturi" eingestellt. Das heißt, wenn sowohl die Übersteuerungsunterdrückungssteue-  
 rung als auch die Untersteuerungsunterdrückungssteuerung gleichzeitig ausgeführt werden, wird die erwünschte  
 Schlupfrate des Vorderrades, das an der Außenseite der Kurve angeordnet ist, auf die gleiche Rate wie die  
 erwünschte Schlupfrate zur Verwendung bei der Übersteuerungsunterdrückungssteuerung eingestellt, während  
 die erwünschten Schlupfraten der Hinterräder auf die gleichen Raten, wie die erwünschten Schlupfraten zur  
 Verwendung bei der Untersteuerungsunterdrückungssteuerung, einzustellen sind. In jedem Fall ist jedoch ein  
 Vorderrad, das an der Innenseite der Kurve angeordnet ist, das heißt ein nicht angetriebenes Rad eines  
 heckangetriebenen Fahrzeugs, nicht zu steuern, da dieses Rad als ein Bezugsrad zur Verwendung beim Berechnen  
 der abgeschätzten Fahrzeuggeschwindigkeit verwendet wird.

Die erwünschten Schlupfraten Stefo, Stero und Steri zur Verwendung bei der Übersteuerungsunterdrück-  
 ungssteuerung werden jeweils gemäß der folgenden Gleichungen berechnet:

$$\begin{aligned}\text{Stefo} &= K1 \cdot \beta + K2 \cdot D\beta, \\ \text{Stero} &= K3 \cdot \beta + K4 \cdot D\beta, \\ \text{Steri} &= K5 \cdot \beta + K6 \cdot D\beta,\end{aligned}$$

wobei K1 bis K6 Konstanten sind, die eingestellt sind, um die erwünschten Schlupfraten Stefo und Stero, die zum  
 Erhöhen des Bremsdrucks (das heißt zum Erhöhen der Bremskraft) verwendet werden, und die erwünschte  
 Schlupfrate Steri, die zum Verringern des Bremsdrucks (das heißt zum Verringern der Bremskraft) verwendet  
 wird, zu erhalten.

Im Gegensatz dazu werden die erwünschten Schlupfraten Stufo, Sturo und Sturi zur Verwendung bei der  
 Untersteuerungsunterdrückungssteuerung jeweils gemäß der folgenden Gleichungen berechnet:

$$\begin{aligned}\text{Stufo} &= K7 \cdot \Delta Gy, \\ \text{Sturo} &= K8 \cdot \Delta Gy, \\ \text{Sturi} &= K9 \cdot \Delta Gy,\end{aligned}$$

wobei K7 eine Konstante zum Vorsehen der erwünschten Schlupfrate St<sub>u</sub> ist, die zum Erhöhen des Bremsdrucks (oder alternativ zum Verringern der Bremsdrucks) verwendet wird, während K8 und K9 Konstanten zum Vorsehen der erwünschten Schlupfraten St<sub>u</sub> und St<sub>r</sub> sind, die beide zum Erhöhen des Bremsdrucks verwendet werden.

Die Fig. 6 und 7 zeigen die hydraulische Druckservosteuerung, die bei Schritt 115 in Fig. 4 ausgeführt wird und bei der der Radzylinderdruck für jedes Rad durch die Schlupfratenservosteuerung gesteuert wird. Bei Schritt 401 werden die erwünschten Schlupfraten St<sup>\*\*</sup>, die bei Schritt 207, 209 oder 211 eingestellt werden, gelesen, um die erwünschte Schlupfrate für jedes Rad des Fahrzeugs vorzusehen. Danach geht das Programm zu Schritt 402 weiter, bei dem bestimmt wird, ob die Anti-Schlupfsteuerung auszuführen ist. Wenn JA bestimmt wird, geht das Programm zu Schritt 403 weiter, bei dem ein Korrekturwert ΔS<sup>\*\*</sup> der erwünschten Schlupfrate St<sup>\*\*</sup> für die Anti-Schlupfsteuerung hinzugefügt wird, um die erwünschte Schlupfrate St<sup>\*\*</sup> zu erneuern. Falls bei Schritt 402 NEIN bestimmt wird, geht das Programm zu Schritt 404 weiter, bei dem bestimmt wird, ob die Front-Heckbremskraftverteilungssteuerung auszuführen ist. Falls bei Schritt 404 JA bestimmt wird, geht das Programm zu Schritt 405 weiter, bei dem ein Korrekturwert ΔS<sub>b</sub><sup>\*\*</sup> der erwünschten Schlupfrate St<sup>\*\*</sup> für die Bremskraftverteilungssteuerung hinzugefügt wird, um die erwünschte Schlupfrate St<sup>\*\*</sup> zu erneuern. Falls bei Schritt 404 NEIN bestimmt wird, geht das Programm zu Schritt 406 weiter, bei dem bestimmt wird, ob die Traktionssteuerung auszuführen ist. Falls bei Schritt 406 JA bestimmt wird, geht das Programm zu Schritt 407 weiter, bei dem ein Korrekturwert ΔS<sub>r</sub><sup>\*\*</sup> der erwünschten Schlupfrate St<sup>\*\*</sup> für die Traktionssteuerung hinzugefügt wird, um die erwünschte Schlupfrate St<sup>\*\*</sup> zu erneuern. Nachdem die erwünschte Schlupfrate St<sup>\*\*</sup> bei den Schritten 403, 405 und 407 erneuert wurde, oder falls bestimmt wurde, daß die Traktionssteuerung nicht auszuführen ist, geht somit das Programm zu Schritt 408, bei dem eine Schlupfratenabweichung ΔSt<sup>\*\*</sup> für jedes Rad berechnet wird, und zu Schritt 409 weiter, bei dem eine Fahrzeugbeschleunigungsabweichung ΔDV<sub>so</sub><sup>\*\*</sup> berechnet wird.

Bei Schritt 408 wird die Differenz zwischen der erwünschten Schlupfrate St<sup>\*\*</sup> und der tatsächlichen Schlupfrate Sa<sup>\*\*</sup> berechnet, um die Schlupfratenabweichung ΔSt<sup>\*\*</sup> vorzusehen (das heißt ΔSt<sup>\*\*</sup> = St<sup>\*\*</sup> - Sa<sup>\*\*</sup>). Bei Schritt 409 wird die Differenz zwischen der Fahrzeugbeschleunigung DV<sub>so</sub><sup>\*\*</sup> eines zu steuernden Rades und jener eines Bezugsrades (das heißt eines nicht zu steuernden Rades) berechnet, um die Fahrzeugbeschleunigungsabweichung ΔDV<sub>so</sub><sup>\*\*</sup> vorzusehen. Die tatsächliche Schlupfrate Sa<sup>\*\*</sup> und die Fahrzeugbeschleunigungsabweichung ΔDV<sub>so</sub><sup>\*\*</sup> können gemäß einer bestimmten Weise berechnet werden, die in Abhängigkeit von den Steuerungsmodi, wie beispielsweise der Anti-Schlupfsteuerungsmodus, der Traktionssteuerungsmodus und dergleichen, bestimmt wird.

Danach geht das Programm zu Schritt 410 weiter, bei dem die Schlupfratenabweichung ΔSt<sup>\*\*</sup> mit einem vorbestimmten Wert Ka verglichen wird. Wenn ein Absolutwert der Schlupfratenabweichung |ΔSt<sup>\*\*</sup>| gleich oder größer als der vorbestimmte Wert Ka ist, geht das Programm zu Schritt 411 weiter, bei dem ein integrierter Wert (IASt<sup>\*\*</sup>) der Schlupfratenabweichung ΔSt<sup>\*\*</sup> erneuert wird. Das heißt ein mit einer Verstärkung GI<sup>\*\*</sup> multiplizierter Wert der Schlupfratenabweichung ΔSt<sup>\*\*</sup> wird dem integrierten Wert der Schlupfratenabweichung IASt<sup>\*\*</sup> hinzugefügt, die bei dem vorherigen Zyklus dieses Programms erhalten wurde, um den integrierten Wert der Schlupfratenabweichung IASt<sup>\*\*</sup> bei dem gegenwärtigen Zyklus vorzusehen. Wenn der Absolutwert der Schlupfratenabweichung |ΔSt<sup>\*\*</sup>| kleiner als der vorbestimmte Wert Ka ist, geht das Programm zu Schritt 412 weiter, bei dem der integrierte Wert der Schlupfratenabweichung IASt<sup>\*\*</sup> gelöscht wird, so daß er Null (0) wird. Danach geht das Programm zu den Schritten 413 bis 416 weiter, wie in Fig. 7 gezeigt ist, bei denen die Schlupfratenabweichung IASt<sup>\*\*</sup> auf einen Wert begrenzt wird, der gleich oder kleiner als ein oberer Grenzwert Kb ist oder der gleich oder größer als ein unterer Grenzwert Kc ist. Wenn die Schlupfratenabweichung IASt<sup>\*\*</sup> größer als der obere Grenzwert Kb ist, wird sie so eingestellt, daß sie den Wert Kb bei Schritt 414 annimmt, wohingegen die Schlupfratenabweichung IASt<sup>\*\*</sup> so eingestellt wird, daß sie den Wert Kc bei Schritt 416 annimmt, wenn sie kleiner als der untere Grenzwert Kc ist.

Danach geht das Programm zu Schritt 417 weiter, bei dem ein Parameter Y<sup>\*\*</sup> zum Vorsehen einer hydraulischen Drucksteuerung bei jedem Steuerungsmodus gemäß der folgenden Gleichung berechnet wird:

$$Y^{**} = G_s^{**} \cdot (\Delta St^{**} + IASt^{**})$$

wobei "G<sub>s</sub><sup>\*\*</sup>" eine Verstärkung ist, die im Ansprechen auf den Fahrzeugschlupfwinkel β und gemäß einem durch eine durchgezogene Linie in Fig. 13 gezeigten Diagramm vorgesehen wird. Das Programm geht zu Schritt 418 weiter, bei dem ein anderer Parameter X<sup>\*\*</sup> gemäß der folgenden Gleichung berechnet wird:

$$X^{**} = G_d^{**} \cdot \Delta DV_{so}^{**},$$

wobei "G<sub>d</sub><sup>\*\*</sup>" eine Verstärkung ist, die ein konstanter Wert ist, wie durch eine gestrichelte Linie in Fig. 13 gezeigt ist. Auf der Grundlage der Parameter X<sup>\*\*</sup> und Y<sup>\*\*</sup> wird ein Drucksteuerungsmodus für jedes Rad bei Schritt 419 gemäß einer in Fig. 12 gezeigten Steuerungskarte vorgesehen. Die Steuerungskarte hat einen Bereich einer schnellen Druckerhöhung, einen Bereich einer impulsartigen Druckerhöhung, einen Druckhaltebereich, einen Bereich einer impulsartigen Druckverringerng und einen Bereich einer schnellen Druckverringerng, die vorher wie in Fig. 12 gezeigt vorgesehen werden, so daß irgendeiner dieser Bereiche gemäß den Parametern X<sup>\*\*</sup> und Y<sup>\*\*</sup> bei Schritt 419 gewählt wird. Falls kein Steuerungsmodus ausgeführt wird, wird kein Drucksteuerungsmodus vorgesehen (das heißt die Elektromagnete sind ausgeschaltet).

Bei Schritt 420 wird eine Druckerhöhungs- und Druckverringerngsausgleichssteuerung ausgeführt, die zum Glätten des ersten Übergangs und des letzten Übergangs des hydraulischen Drucks erforderlich ist, wenn sich der gegenwärtig gewählte Bereich gegenüber dem vorher bei Schritt 419 gewählten Bereich, beispielsweise von dem Druckerhöhungsbereich in den Druckverringerngsbereich oder umgekehrt, ändert. Wenn beispielsweise von dem Bereich einer schnellen Druckverringerng in den Bereich einer impulsartigen Druckerhöhung ge-

wechselt wird, wird eine Steuerung einer schnellen Druckerhöhung eine Zeitspanne lang ausgeführt, die auf der Grundlage einer Zeitspanne bestimmt wird, während der ein Modus einer schnellen Druckerhöhung andauert, der unmittelbar vor der Steuerung einer schnellen Druckerhöhung vorgesehen war. Schließlich geht das Programm zu Schritt 421 weiter, bei dem der Elektromagnet jedes Ventils des hydraulischen Drucksteuergerätes PC gemäß dem Modus erregt oder entregt wird, der durch den gewählten Drucksteuerbereich oder die Druckerhöhungs- und Druckverringerausgleichssteuerung bestimmt wird, um dadurch die auf jedes Rad aufgebrachte Bremskraft zu steuern.

Fig. 8 zeigt den Betrieb der bei Schritt 202 in Fig. 5 ausgeführten Spurststeuerung. Bei Schritt 501 wird ein Lenkwinkel  $\Theta_f$  mit einer auf den Lenkwinkel  $\Theta_{fo}$  aufgebrachten Zeitverzögerung erster Ordnung gemäß der folgenden Gleichung (1) erhalten:

$$\Theta_f = \frac{\Theta_{fo}}{1 - \tau \cdot s} \quad \dots (1)$$

Danach wird die erwünschte Querbeschleunigung  $G_{yto}$  gemäß der folgenden Gleichung (2) berechnet:

$$G_{yto} = \frac{V_{so}^2}{1 + K_h \cdot V_{so}^2} \cdot \frac{\Theta_f}{N \cdot L} = \frac{V_{so}^2}{K_f} \cdot \Theta_f \quad \dots (2),$$

wobei "Kh" ein Stabilitätsfaktor (beispielsweise 0,0012) ist, "N" eine Lenkgetriebeübersetzung ist und "L" der Radstand des Fahrzeugs ist.

Durch Differenzieren der erwünschten Querbeschleunigung  $G_{yto}$  kann die Veränderungsrate der erwünschten Querbeschleunigung  $DG_{yto}$  gemäß der folgenden Gleichung (3) erhalten werden:

$$DG_{yto} = \frac{V_{so}^2}{K_f} : \frac{d\Theta_f}{dt} \quad \dots (3).$$

Danach wird die Veränderungsrate der Querbeschleunigung  $DG_{yt}$  zur Verwendung bei der tatsächlichen Steuerung, die dem differenzierten Wert der erwünschten Querbeschleunigung  $G_{yto}$  entspricht, gemäß der folgenden Gleichung (4) berechnet:

$$DG_{yt} = K_x \cdot DG_{yto} + K_y \quad (4),$$

wobei "Kx" und "Ky" die Werte sind, die im Ansprechen auf den Reibungskoeffizient  $\mu$  der Straßenoberfläche und gemäß der in den Fig. 14 und 15 gezeigten Beziehungen eingestellt sind.

Folglich wird die Veränderungsrate der Querbeschleunigung  $DG_{yt}$  auf einen derartigen Wert eingestellt, daß eine vorbestimmte Veränderungsrate der erwünschten Querbeschleunigung  $G_{yto}$  vorher hinzugefügt wurde, um dadurch die Fahrzeugstabilität selbst im Falle eines sogenannten  $\mu$ -Sprungs aufrechtzuerhalten, bei dem sich der Reibungskoeffizient  $\mu$  der Straßenoberfläche schlagartig ändert.

Demgemäß wird die Querbeschleunigungsabweichung  $\Delta G_y$  gemäß der folgenden Gleichung (5) beziehungsweise die Abweichung  $\Delta DG_y$  der Veränderungsrate der Querbeschleunigung gemäß der folgenden Gleichung (6) berechnet:

$$\Delta G_y = V_{so} \cdot \gamma - G_{yt} \quad (5),$$

$$\Delta G_y = V_{so} \cdot \gamma - G_{yt} \quad \dots (5),$$

$$\Delta DG_y = V_{so} \cdot \frac{d\gamma}{dt} - DG_{yt} \quad \dots (6),$$

wobei "Vso ·  $\gamma$ " der tatsächlichen Querbeschleunigung  $G_{ya}$  entspricht und "Vso ·  $d\gamma/dt$ " der Veränderungsrate  $\Delta G_{ya}$  der tatsächlichen Querbeschleunigung  $G_{ya}$  entspricht.

Bei Schritt 502 wird auf der Grundlage der Werte, die wie vorstehend beschrieben erhalten wurden, bestimmt, ob die Spurststeuerung zu starten ist. Wenn die folgenden Startbedingungen

- (1) daß der Lenkbetrieb ausgeführt wird (das heißt  $\Theta_f/N > K_\Theta$  ist erfüllt, wobei  $K_\Theta$  gemäß Fig. 16 eingestellt ist),
- (2) daß die Abweichung  $\Delta DG_y$  der Veränderungsrate der Querbeschleunigung bewirkt wird (das heißt  $\sinus(G_{yto}) \Delta DG_y > 0$  ist erfüllt), und
- (3) daß das Fahrzeug in die gleiche Richtung gelenkt wird, in die das Lenkrad gedreht wird (das heißt

Gyto·Gya > 0 ist erfüllt),

eine vorbestimmte Zeitspanne T1 (beispielsweise 0,1 Sekunden) lang erfüllt sind, wird die Spursteuering gestar-

5 Wenn bei Schritt 502 bestimmt wurde, daß die Bedingungen zum Starten der Spursteuering erfüllt sind, geht das Programm zu Schritt 503 weiter, bei dem eine Startmarke der Spursteuering gesetzt wird, und geht dann zu Schritt 504 weiter, bei dem die gesteuerten Werte der Spursteuering in der Form der Korrekturwerte  $\Delta S_{fo}$ ,  $\Delta S_{ro}$  und  $\Delta S_{ri}$  für die in Fig. 19 gezeigten erwünschten Schlupfraten erhalten werden, so daß sie bei Schritt 209 in Fig. 5 korrigiert werden. Das heißt, die Korrekturwerte  $\Delta S_{fo}$ ,  $\Delta S_{ro}$  und  $\Delta S_{ri}$  werden jeweils den erwünschten Schlupfraten Stefo, Stero und Steri hinzugefügt, die bei Schritt 209 eingestellt werden. Fig. 19 zeigt nur die Zustände für den Bremsbetrieb des Fahrzeugs, die von den Zuständen für den Fahrbetrieb (Beschleunigungs-

10 trieb) verschieden sind, deren Erläuterung weggelassen wird.  
Wenn dahingegen bei Schritt 502 bestimmt wurde, daß die Bedingungen zum Starten der Spursteuering nicht erfüllt sind, geht das Programm zu Schritt 505 weiter, bei dem die Beendigungsbedingungen bestimmt werden. Wenn bestimmt wurde, daß die Beendigungsbedingungen für die Spursteuering erfüllt sind, geht das Programm zu Schritt 506 weiter, bei dem die Startmarke der Spursteuering gelöscht wird, und geht dann zu Schritt 507 weiter, bei dem ein bestimmtes Beendigungssteuermuster gesetzt wird. Dieses bestimmte Beendigungssteuermuster wird auf eine derartige Weise gesetzt, daß die erwünschten Schlupfraten Stefo und Stero für die an der Außenseite der Kurve angeordneten Vorder- und Hinterräder so verringert werden, daß sie innerhalb einer vorbestimmten Zeitspanne (beispielsweise 0,1 Sekunden) Null werden, wie es beispielsweise in Fig. 17 gezeigt ist.

Fig. 9 zeigt den Prozeß für die Anpassungssteuerung, die bei Schritt 122 gemäß der Veränderung der Straßenoberfläche ausgeführt wird, wenn sich das zu steuernde Rad von der Straßenoberfläche mit verhältnismäßig geringem  $\mu$  auf die Straßenoberfläche mit verhältnismäßig hohem  $\mu$  bewegt. Bei Schritt 601 wird, wenn das Fahrzeug auf der Straßenoberfläche mit hohem  $\mu$  fährt, der Radzylinderdruck erhöht, wie in Fig. 18 gezeigt ist, bis der Druck einen bestimmten Wert (beispielsweise 90%) eines Blockierdruckes Ph erreicht, das heißt der Radzylinderdruck für das Rad, das beispielsweise innerhalb einer vorbestimmten Zeitspanne Tz blockiert wird, und danach wird er bei jenem Druck aufrechterhalten. In Fig. 18 zeigt eine durchgezogene Linie einen Zustand an, bei dem der Radzylinderdruck von Null erhöht wird, während eine gestrichelte Linie einen Zustand anzeigt, bei dem der Radzylinderdruck von einem bestimmten Druck erhöht wird. Die vorbestimmte Zeitspanne Tz entspricht einer Zeitspanne, die das Fahrzeug benötigt, um sich von der Straßenoberfläche mit geringem  $\mu$  auf die Straßenoberfläche mit hohem  $\mu$  zu bewegen, und wird bei Schritt 121 in Fig. 4 berechnet, wie vorstehend beschrieben ist. Danach wird ein Drucksteuermodus bei Schritt 602 eingestellt und der Elektromagnet jedes Ventils des hydraulischen Drucksteuergerätes PC wird bei Schritt 603 gemäß dem bei Schritt 602 eingestellten Modus in der gleichen Weise wie bei Schritt 421 in Fig. 7 erregt oder entregt. Folglich kann die Spursteuering bei aufrechterhaltener Fahrzeugstabilität selbst im Falle des  $\mu$ -Sprungs ausgeführt werden.

35 Gemäß dem vorliegenden Ausführungsbeispiel wird daher die Lenksteuerung durch Bremsung unabhängig vom Niederdrücken des Bremspedals BP ausgeführt, um die Übersteuerungsunterdrückungssteuerung und/oder die Untersteuerungsunterdrückungssteuerung vorzusehen. Zusätzlich wird die Lenksteuerung durch Bremsung geeignet ausgeführt, selbst wenn das Bremspedal BP niedergedrückt ist, so daß es im Bremszustand ist. Die Bremskraft wird gemäß der Schlupfrate bei dem vorliegenden Ausführungsbeispiel gesteuert. Was die erwünschten Parameter zur Verwendung bei der Übersteuerungsunterdrückungssteuerung und der Untersteuerungsunterdrückungssteuerung betrifft, können irgendwelche anderen beliebigen Parameter entsprechend der auf jedes Rad aufgebrachten Bremskraft außer der Schlupfrate angewendet werden, wie beispielsweise der hydraulische Druck in jedem Radbremszylinder.

45 Es sollte Fachleuten ersichtlich sein, daß das vorstehend beschriebene Ausführungsbeispiel nur eines der vielen möglichen speziellen Ausführungsbeispiele der vorliegenden Erfindung veranschaulicht. Beispielsweise kann die vorliegende Erfindung bei einem frontangetriebenen Fahrzeug oder sogar bei einem allradangetriebenen Fahrzeug angewendet werden. Zahlreiche und verschiedene Aufbauarten können ohne weiteres von Fachleuten entworfen werden, ohne von der Idee der Erfindung abzuweichen und ohne aus dem Umfang der Erfindung zu fallen, der in den beigefügten Ansprüchen definiert ist.

Die vorliegende Erfindung bezieht sich auf das Bremskraftsteuersystem für ein Kraftfahrzeug mit dem hydraulischen Bremsdrucksteuergerät PC, das zum Aufbringen der Bremskraft auf jedes der Vorder- und Hinterräder FR, FL, RR und RL des Fahrzeugs zumindest im Ansprechen auf ein Niederdrücken des Bremspedals BP vorgesehen ist.

55 Die erwünschte Gierrate wird gemäß der Bewegung des Fahrzeugs eingestellt und die tatsächliche Gierrate des Fahrzeugs wird gemessen.

Die Veränderungsrate der erwünschten Gierrate und die Veränderungsrate der tatsächlichen Gierrate wird berechnet. Dann wird die Abweichung zwischen der Veränderungsrate der erwünschten Gierrate und der Veränderungsrate der tatsächlichen Gierrate berechnet.

60 Die Begrenzungseinheit LM ist zum Betätigen des hydraulischen Bremsdrucksteuergerätes PC vorgesehen, um die Veränderungsrate der tatsächlichen Gierrate zu begrenzen, indem die Bremskraft auf zumindest eines der Räder FR, FL, RR und/oder RL aufgebracht wird, wenn die Abweichung einen vorbestimmten Wert überschreitet.

65 Die Begrenzungseinheit LM kann so aufgebaut sein, daß sie die Bremskraft auf ein Vorderrad FR oder FL aufbringt, das in der Fahrzeugs pur an der Außenseite einer Kurve angeordnet ist.

## Patentansprüche

1. Bremskraftsteuersystem für ein Kraftfahrzeug mit:  
 einer Bremseinrichtung zum Aufbringen einer Bremskraft auf jedes Vorderrad (FR, FL) und jedes Hinter-  
 rad (RR, RL) des Fahrzeugs zumindest im Ansprechen auf ein Niederdrücken eines Bremspedals (BP); 5  
 einer Soll-Gierraten-Einstelleinrichtung (DY), um eine erwünschte Gierrate gemäß einer Bewegung des  
 Fahrzeugs einzustellen;  
 einer Ist-Gierraten-Meßeinrichtung (AY), um eine tatsächliche Gierrate des Fahrzeugs zu messen;  
 einer ersten Veränderungsrateberechnungseinrichtung (DR) zum Berechnen einer Veränderungsrate der  
 erwünschten Gierrate, die durch die Soll-Gierraten-Einstelleinrichtung (DY) eingestellt ist; 10  
 einer zweiten Veränderungsrateberechnungseinrichtung (AR) zum Berechnen einer Veränderungsrate  
 der tatsächlichen Gierrate, die durch die Ist-Gierraten-Meßeinrichtung (AY) gemessen wird;  
 einer Abweichungsberechnungseinrichtung (CD) zum Berechnen einer Abweichung zwischen der Verände-  
 rungsrate der erwünschten Gierrate und der Veränderungsrate der tatsächlichen Gierrate; und  
 einer Begrenzungseinrichtung (LM) zum Betätigen der Bremseinrichtung, um die Veränderungsrate der 15  
 tatsächlichen Gierrate zu begrenzen, indem die Bremskraft auf zumindest eines der Räder (FR, FL, RR  
 und/oder RL) aufgebracht wird, wenn die durch die Abweichungsberechnungseinrichtung (CD) berechnete  
 Abweichung einen vorbestimmten Wert überschreitet.
2. Bremskraftsteuersystem nach Anspruch 1, wobei die Begrenzungseinrichtung (LM) zum Betätigen der  
 Bremseinrichtung angepaßt ist, um die Bremskraft auf ein Vorderrad (FR, FL) der in der Fahrzeugspur an 20  
 der Außenseite der Kurve angeordneten Räder aufzubringen.
3. Bremskraftsteuersystem nach Anspruch 2, das desweiteren eine Reibungskoeffizientabschätzeinrichtung  
 zum Abschätzen eines Reibungskoeffizienten einer Straßenoberfläche für jedes Rad (FR, FL, RR, RL) des  
 auf ihr befindlichen Fahrzeugs aufweist, wobei die Begrenzungseinrichtung (LM) zum Vergleichen des  
 abgeschätzten Reibungskoeffizienten für das an der Außenseite der Kurve angeordnete Vorderrad (FR, FL) 25  
 mit einem vorbestimmten Reibungskoeffizienten und zum Betätigen der Bremseinrichtung angepaßt ist, um  
 die Bremskraft auf das an der Außenseite der Kurve angeordnete Vorderrad (FR, FL) eine vorbestimmte  
 Zeitspanne lang aufzubringen, wenn bestimmt wurde, daß der Reibungskoeffizient für das Vorderrad (FR,  
 FL) geringer als der vorbestimmte Reibungskoeffizient ist.
4. Bremskraftsteuersystem nach Anspruch 3, wobei die Soll-Gierraten-Einstelleinrichtung (DY) derart 30  
 angepaßt ist, daß sie die erwünschte Gierrate auf der Grundlage des Reibungskoeffizienten einstellt, der  
 durch die Reibungskoeffizientabschätzeinrichtung abgeschätzt wurde, wobei die erwünschte Gierrate  
 durch die Soll-Gierraten-Einstelleinrichtung (DY) so eingestellt ist, daß sie mit einer Abnahme des Rei-  
 bungskoeffizienten abnimmt.
5. Bremskraftsteuersystem nach Anspruch 1, das desweiteren eine Bewegungssteuerungseinrichtung zum 35  
 Betätigen der Bremseinrichtung aufweist, um die Bremskraft auf zumindest eines der Räder (FR, FL, RR  
 und/oder RL) gemäß der Bewegung des Fahrzeuges aufzubringen, wobei die Bewegungssteuerungseinrich-  
 tung die Bremseinrichtung betätigt, um die Bremskraft auf zumindest eines der Räder aufzubringen, um so  
 eine Erhöhung des Kurvenradius zu bewirken, wenn ein übermäßiges Übersteuern während der Fahrzeug-  
 bewegung auftritt, und die Bewegungssteuerungseinrichtung die Bremseinrichtung betätigt, um die Brems- 40  
 kraft auf zumindest eines der Räder aufzubringen, um so eine Verringerung des Kurvenradius zu bewirken,  
 wenn ein übermäßiges Untersteuern während der Fahrzeugbewegung auftritt, und wobei die Bewegungs-  
 steuerungseinrichtung eine Einrichtung zum Begrenzen des übermäßigen Untersteuerns umfaßt, wenn die  
 durch die Abweichungsberechnungseinrichtung (CD) berechnete Abweichung einen vorbestimmten Wert  
 überschreitet. 45
6. Bremskraftsteuersystem nach Anspruch 1, wobei  
 die Ist-Gierraten-Meßeinrichtung (AY) einen Querbeschleunigungssensor (YG) zum Erfassen einer Quer-  
 beschleunigung des Fahrzeugs umfaßt;  
 die Soll-Gierraten-Einstelleinrichtung (DY) eine Einrichtung zum Einstellen einer erwünschten Querbe-  
 beschleunigung gemäß der Fahrzeugbewegung umfaßt; 50  
 die erste Veränderungsrateberechnungseinrichtung (DR) eine Einrichtung zum Berechnen einer Verände-  
 rungsrate der erwünschten Querbeschleunigung umfaßt, die durch die Einrichtung zum Einstellen einer  
 erwünschten Querbeschleunigung eingestellt wird;  
 die zweite Veränderungsrateberechnungseinrichtung (AR) eine Einrichtung zum Berechnen einer Verän-  
 derungsrate der tatsächlichen Querbeschleunigung umfaßt, die durch den Querbeschleunigungssensor (YG) 55  
 erfaßt wird;  
 die Abweichungsberechnungseinrichtung (CD) eine Einrichtung zum Berechnen einer Abweichung zwi-  
 schen der Veränderungsrate der erwünschten Querbeschleunigung und der Veränderungsrate der tatsächli-  
 chen Querbeschleunigung umfaßt; und  
 die Begrenzungseinrichtung (LM) eine Einrichtung zum Betätigen der Bremseinrichtung umfaßt, um die 60  
 Veränderungsrate der tatsächlichen Querbeschleunigung zu begrenzen, indem die Bremskraft auf zumin-  
 dest eines der Räder (FR, FL, RR und/oder RL) aufgebracht wird, wenn die durch die Abweichungsberech-  
 nungseinrichtung (CD) berechnete Abweichung der Querbeschleunigung einen vorbestimmten Wert über-  
 schreitet.
7. Bremskraftsteuersystem nach Anspruch 1, wobei die Bremseinrichtung folgendes aufweist: 65  
 Radbremszylinder (Wfl, Wfr, Whl, Whr), die an den Rädern wirkmontiert sind, um auf sie jeweils die  
 Bremskraft aufzubringen;  
 eine hydraulische Druckerzeugungseinrichtung (PC) zum Zuführen eines hydraulischen Bremsdruckes auf

die Radbremszylinder (Wfl, Wfr, Whl, Whr); und  
eine Betätigungseinrichtung, die zwischen der hydraulischen Druckerzeugungseinrichtung (PC) und den  
Radbremszylindern (Wfl, Wfr, Whl, Whr) angebracht ist, um den hydraulischen Bremsdruck in den Rad-  
bremszylindern (Wfl, Wfr, Whl, Whr) zu steuern.

8. Bremskraftsteuersystem nach Anspruch 7, wobei die hydraulische Druckerzeugungseinrichtung (PC)  
einen Hauptzylinder (MC) zum Erzeugen des hydraulischen Bremsdrucks im Ansprechen auf ein Nieder-  
drücken des Bremspedals (BP) und eine Hilfsdruckquelle (AP) zum Erzeugen des hydraulischen Brems-  
drucks unabhängig vom Niederdrücken des Bremspedals (BP) umfaßt.

Hierzu 14 Seite(n) Zeichnungen



FIG. 1 \*

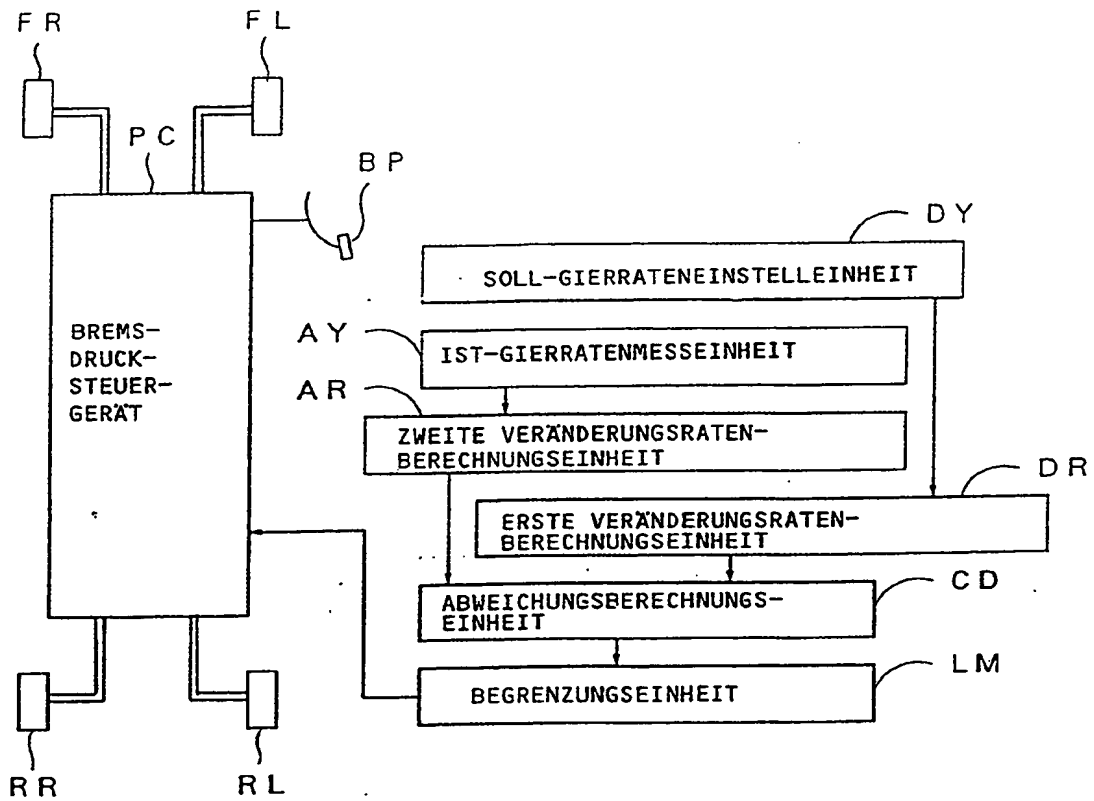


FIG. 2

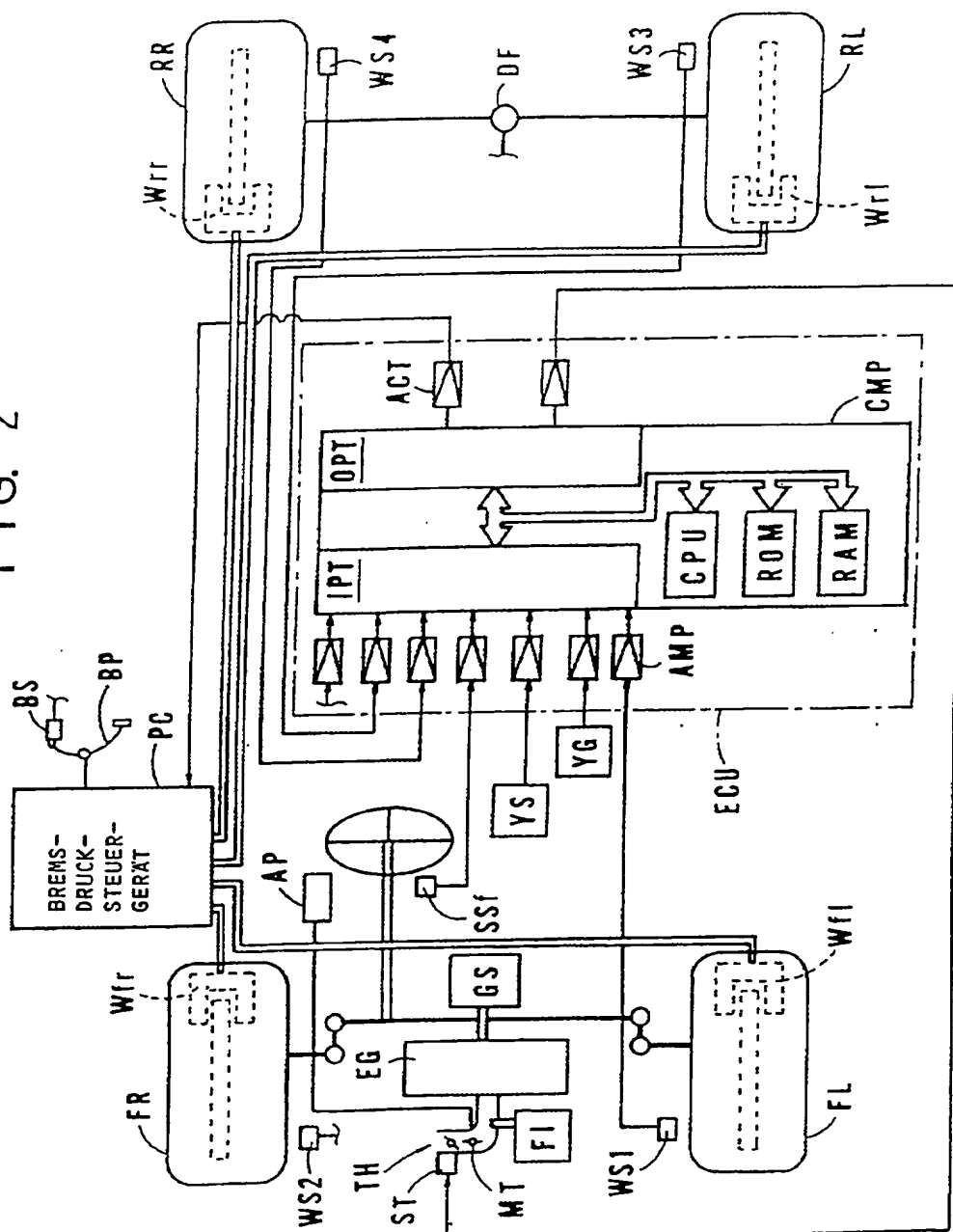


FIG. 3

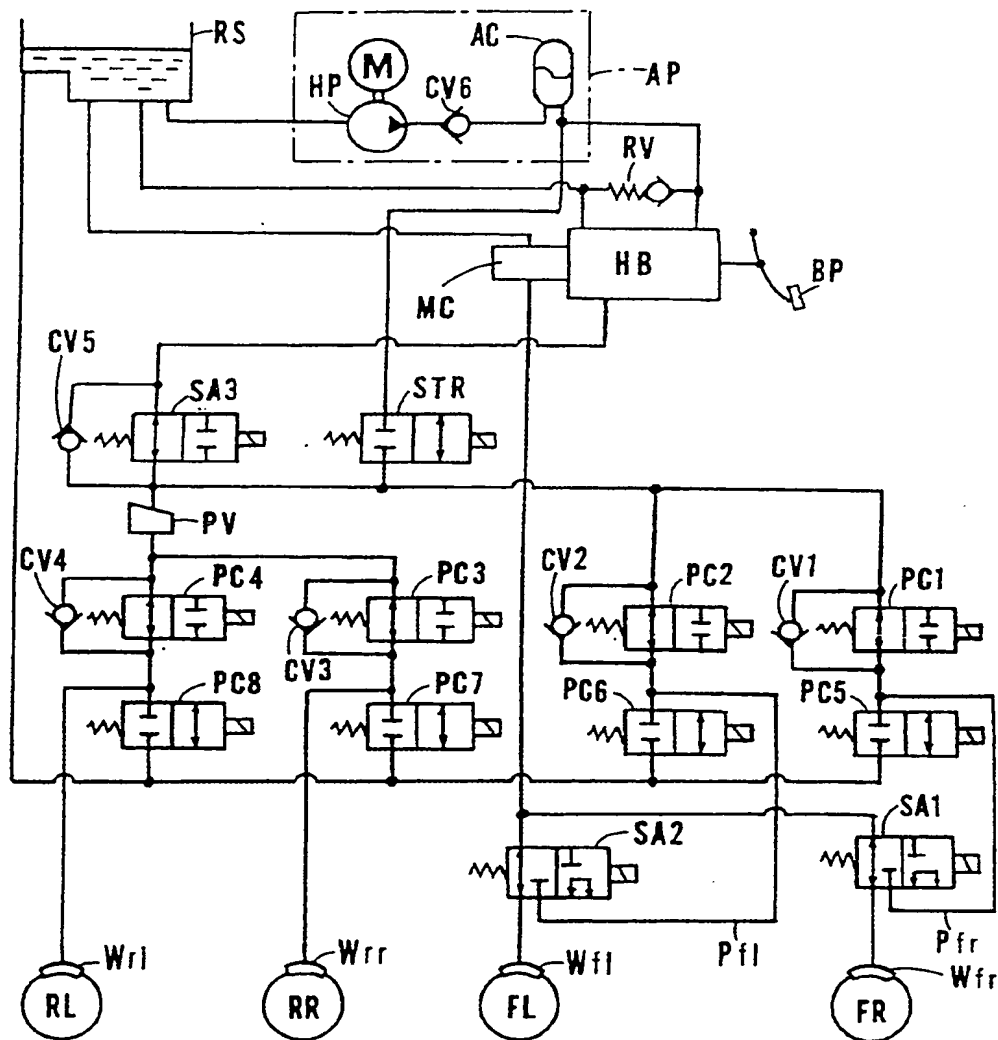


FIG. 4

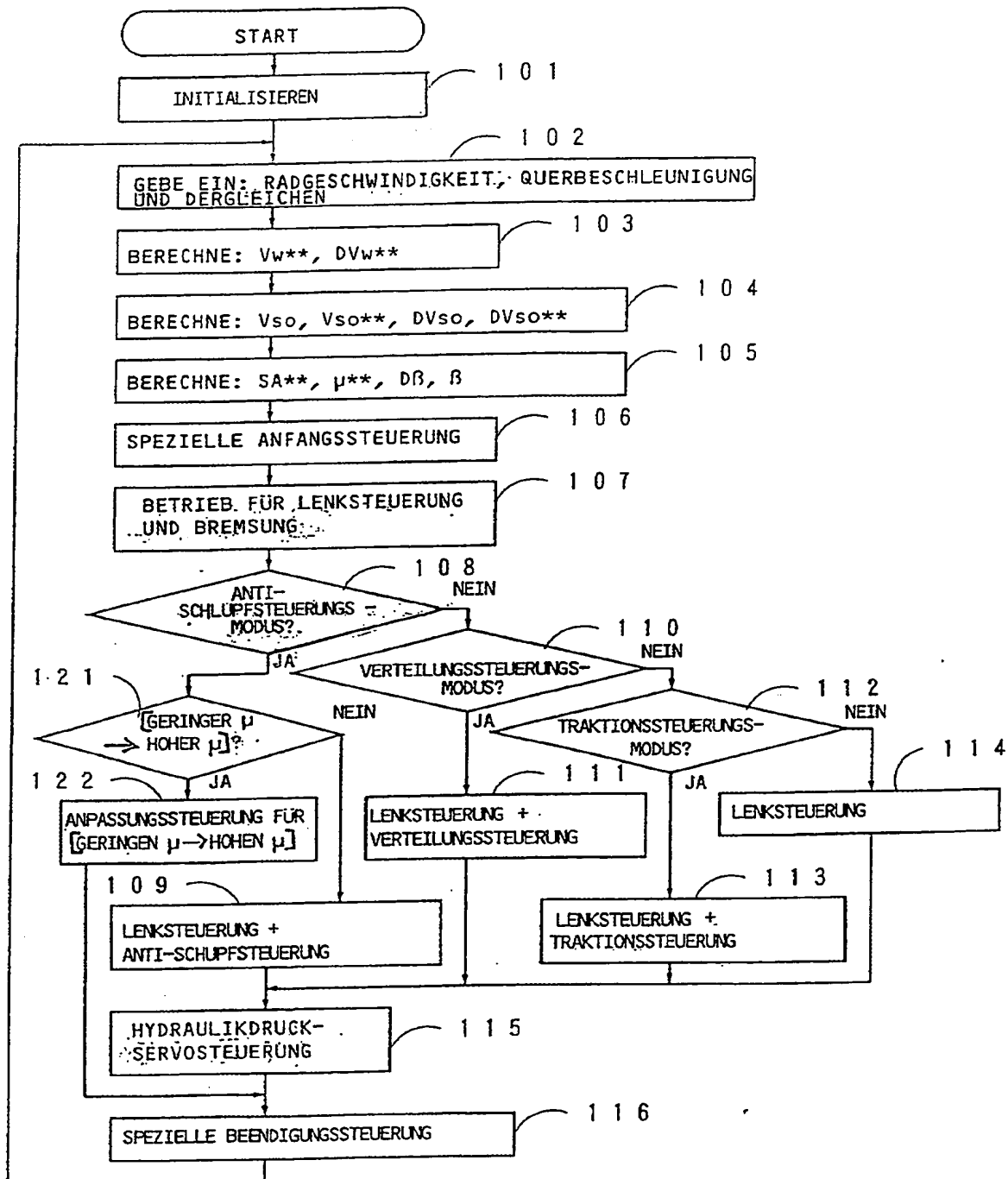


FIG. 5

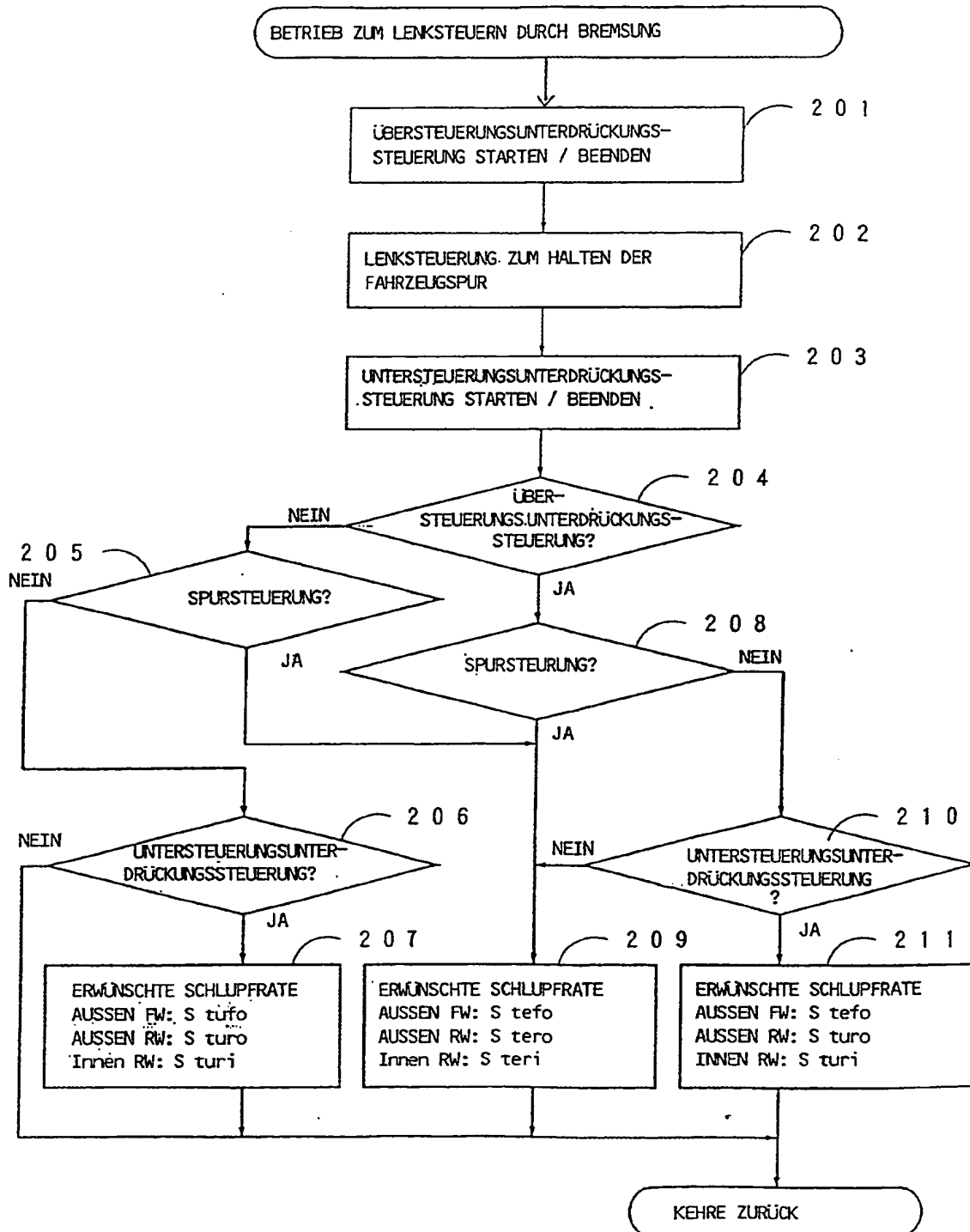


FIG. 6

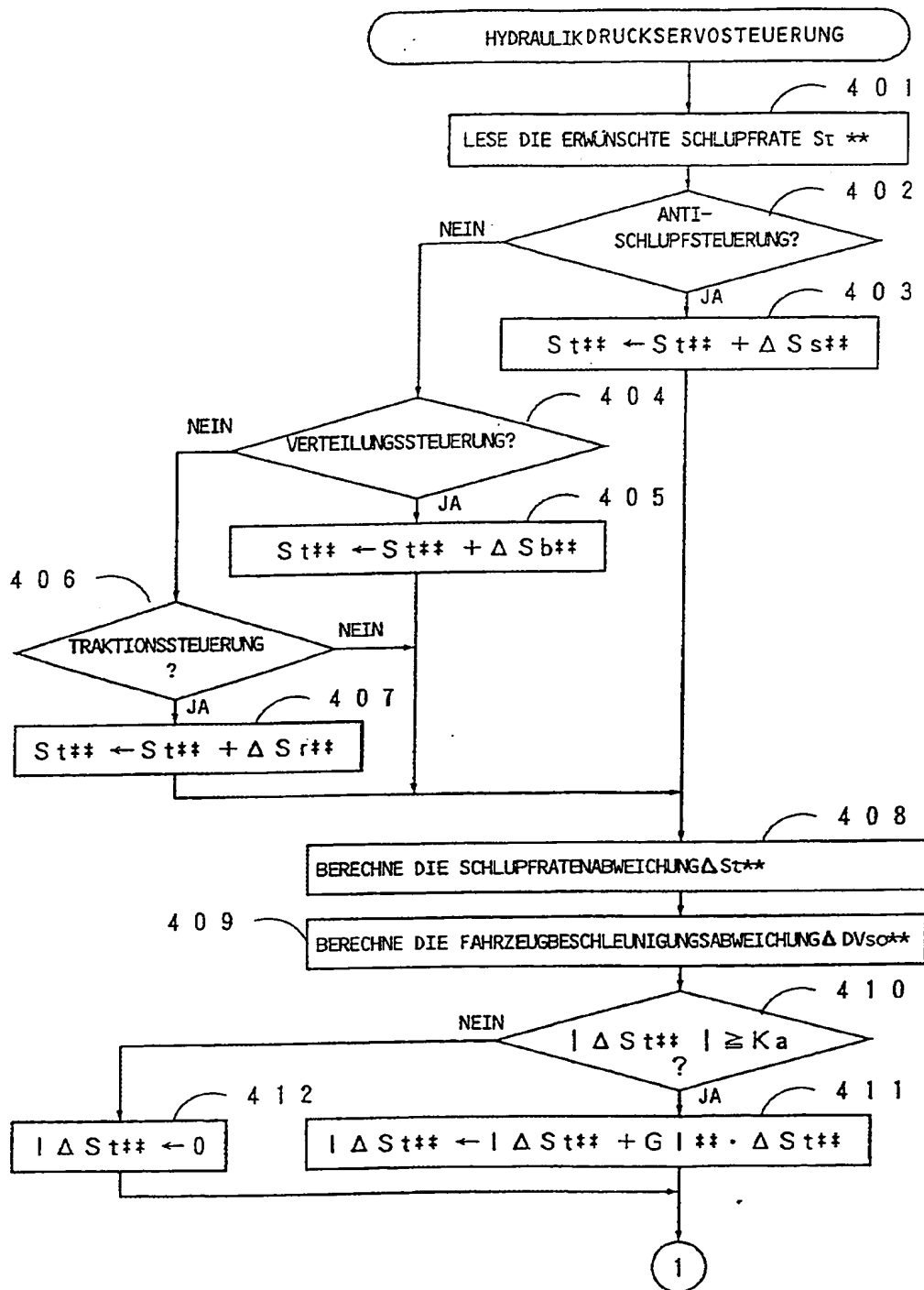


FIG. 7

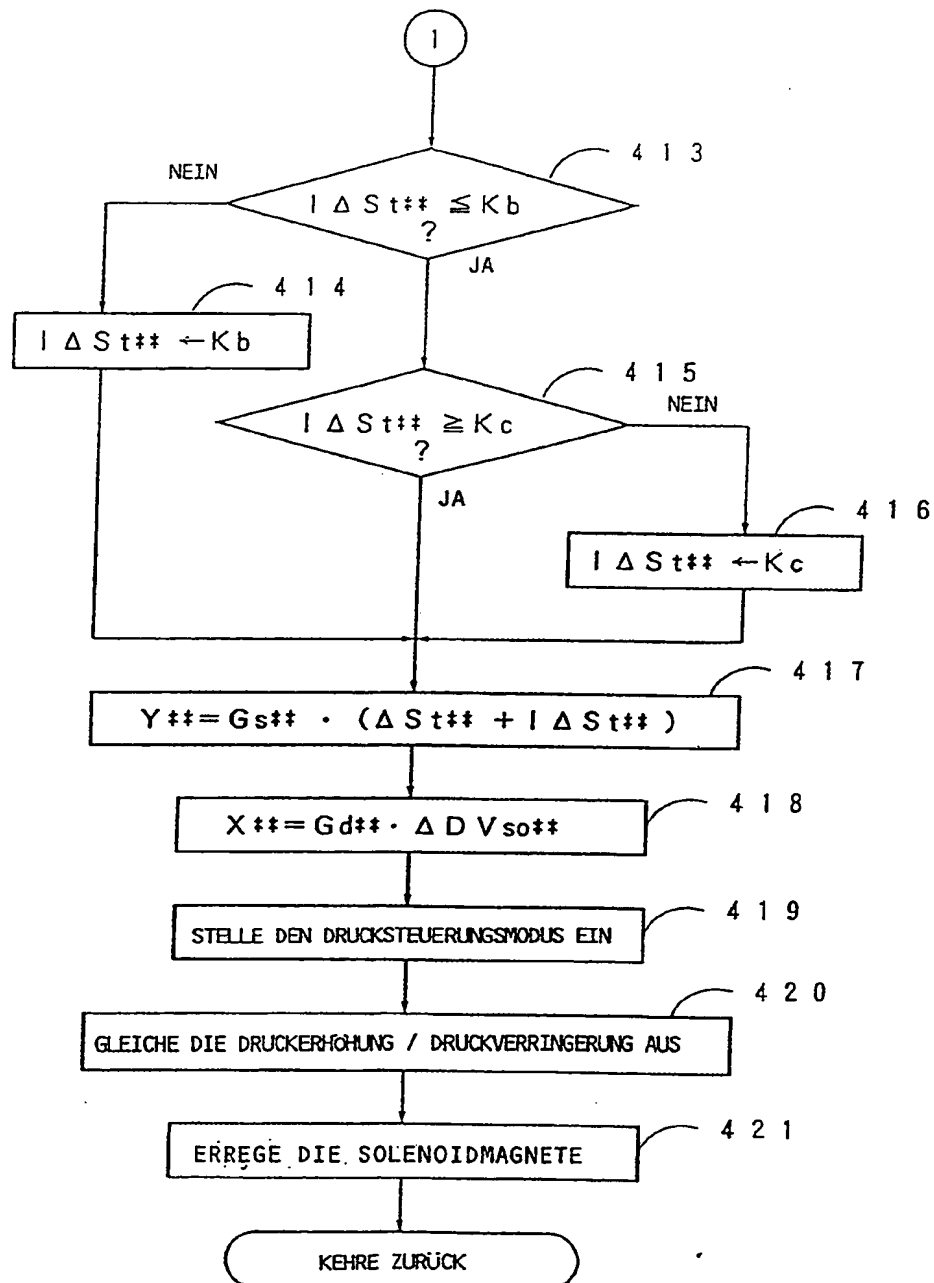


FIG. 8

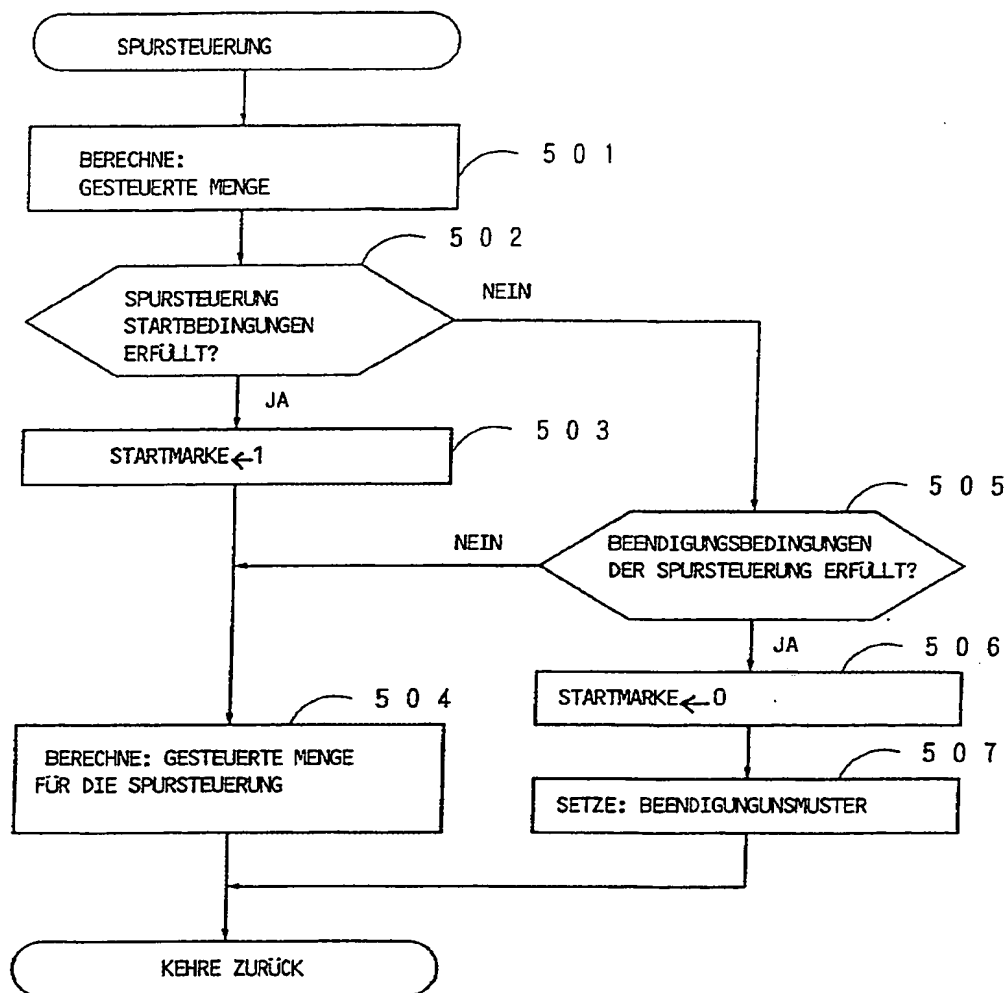




FIG. 9

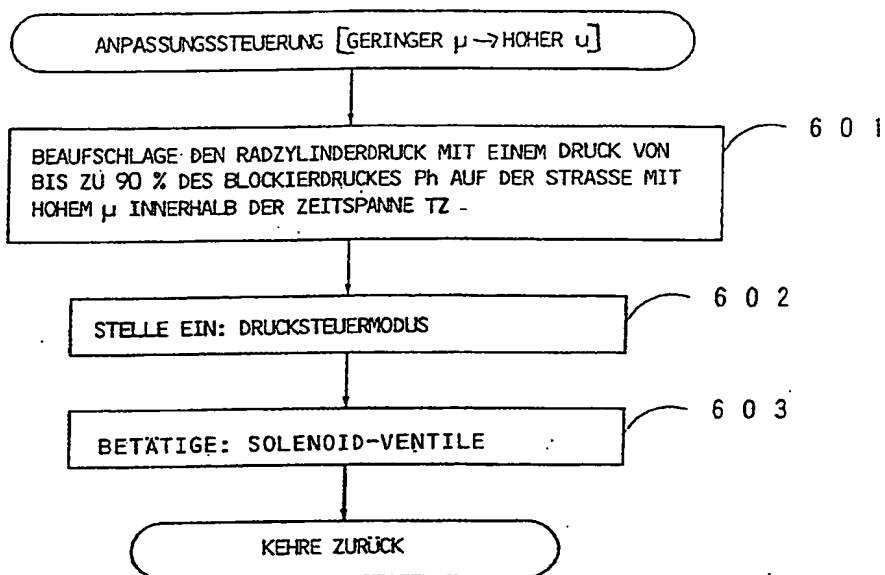


FIG. 10

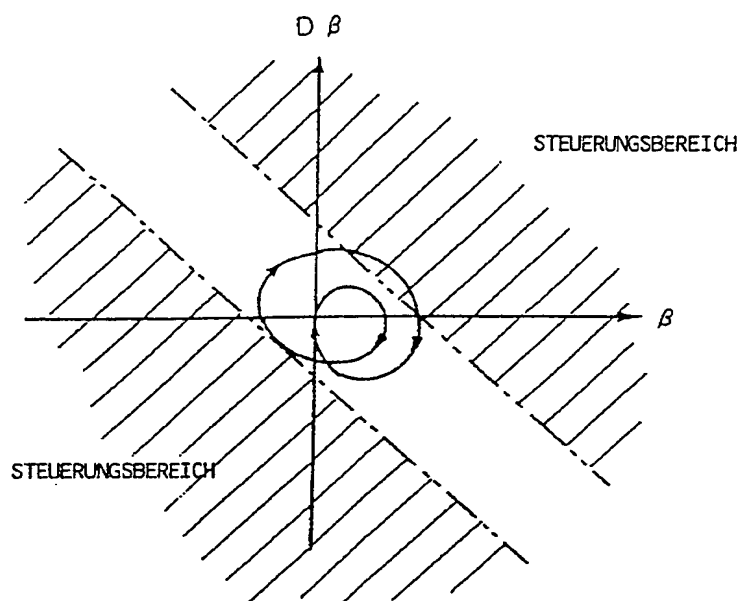


FIG. 11

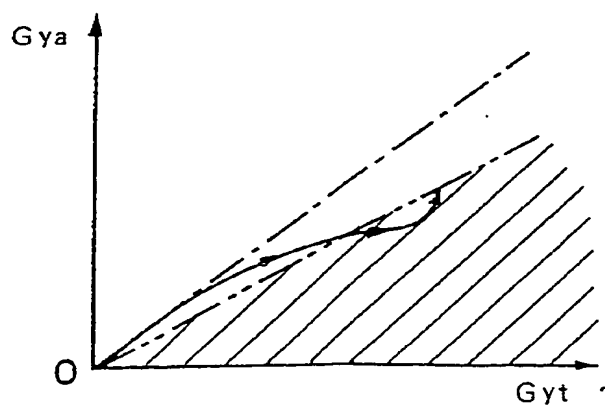


FIG. 12

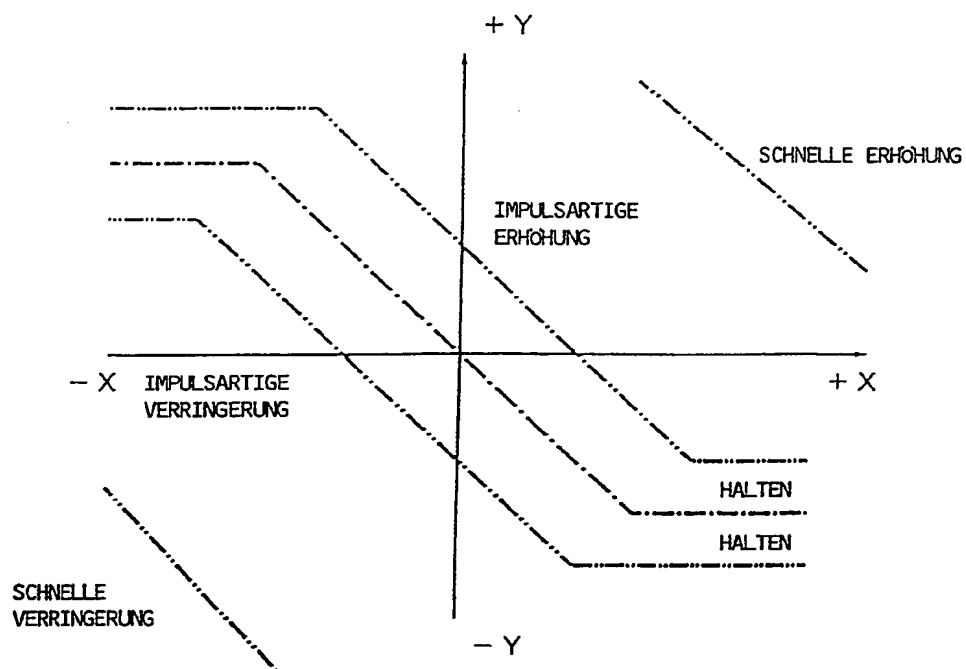


FIG. 13

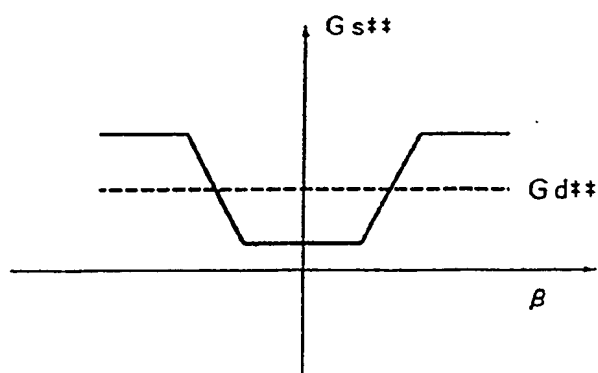


FIG. 14

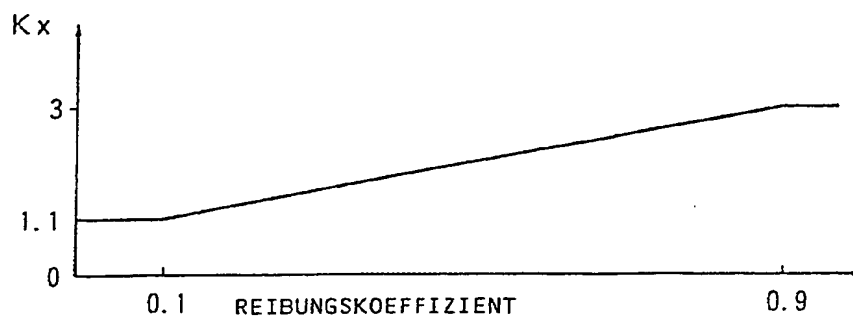


FIG. 15

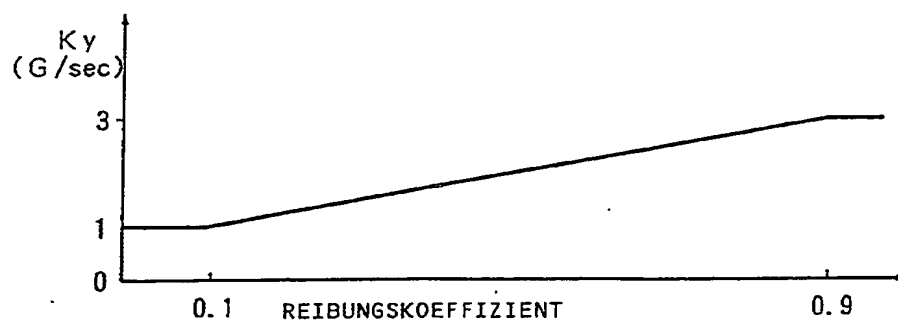


FIG. 16

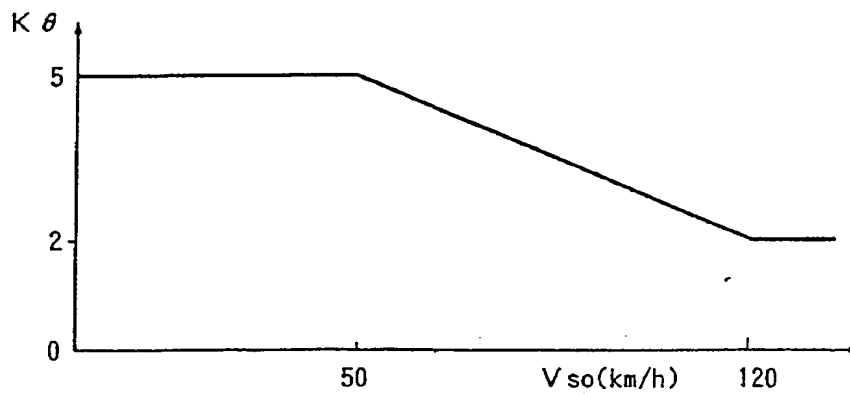


FIG. 17

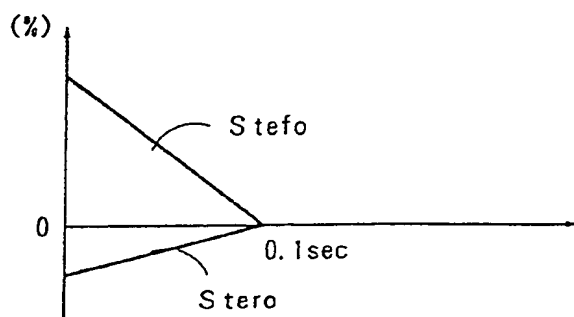


FIG. 18

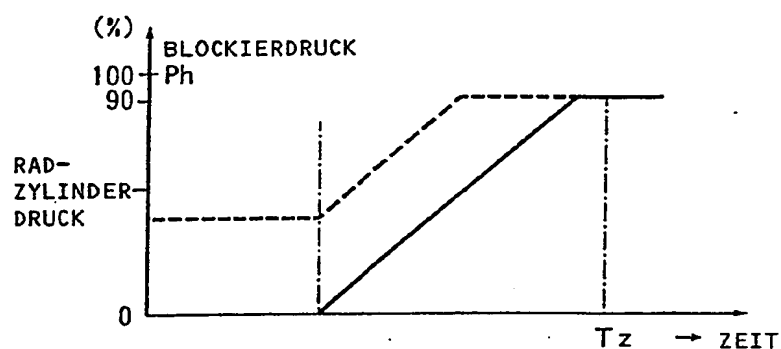


FIG. 19

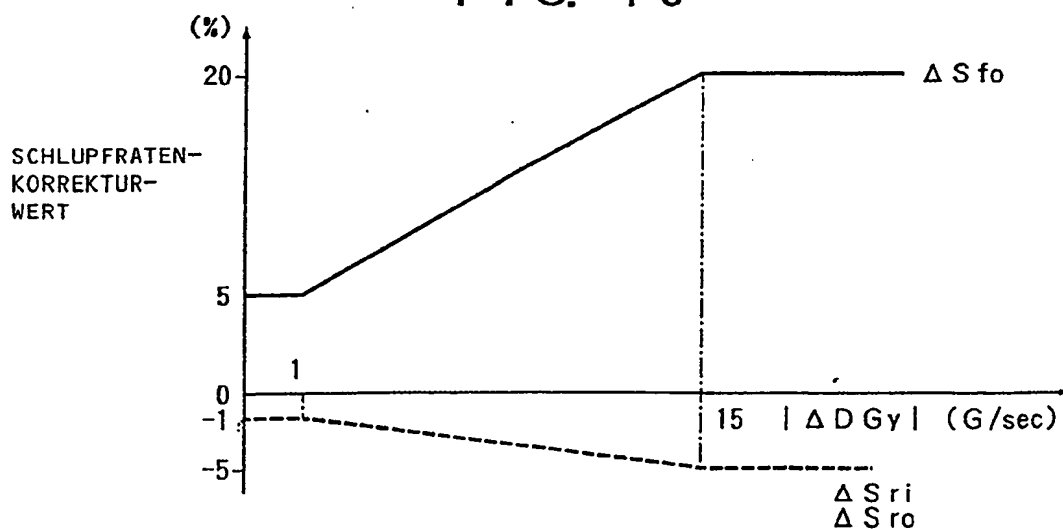


FIG. 20

STAND DER TECHNIK

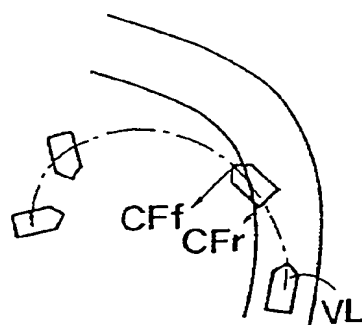


FIG. 21

STAND DER TECHNIK

